

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů

**Návrh hydraulického rotátoru pro kulové kohouty**

Design of a Hydraulic Rotator for Ball Valves

Student:

Bc.David Koval

Vedoucí diplomové práce:

prof. Dr. Ing. Miloš Němček

VŠB - Technická univerzita Ostrava  
Fakulta strojní  
Katedra částí a mechanismů strojů

## Zadání diplomové práce

Student: **Bc. David Koval**  
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství  
Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství  
Specializace: 40 Konstrukce strojních dílů a skupin  
Téma: **Návrh hydraulického rotátoru pro kulové ventily**  
**Design of a Hydraulic Rotator for Ball Valves**  
Jazyk vypracování: čeština

### Zásady pro vypracování:

Navrhněte hydraulický rotátor pro ovládání kulových kohoutů do velikosti DN500, PN63. Napojení na kohout bude pomocí vnitřního průměru s drážkou pro pero (pera). Rotátor musí umožnit i ruční manipulaci s kohoutem v případě poruchy hydrauliky. Vlastní hydraulický systém neřešte. Proveďte všechny potřebné kinematické výpočty a pevnostní kontroly.

Nakreslete sestavu a výrobní výkresy všech pohyblivých částí rotátoru.

### Seznam doporučené odborné literatury:

1. Bolek, A., Kochman, J.: *Části strojů 1,2*. Praha, SNTL 1989
2. Boháček, F. a kol.: *Části a mechanismy strojů I, II*. Brno, ES VUT, 1990
3. Moravec, V., Havlík, J.: *Výpočty a konstrukce strojních dílů*. VŠB-TU Ostrava, 2008, ISBN 978-80-248-0878-9
4. Němček, M.: *Řešené příklady z ČaMS Spoje*. VŠB-TU Ostrava, 2008, ISBN 978-80-248-1782-8
5. Firemní literatura.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **prof. Dr. Ing. Miloš Němček**

Datum zadání: 20.12.2019

Datum odevzdání: 18.05.2020



---

doc. Ing. Zdeněk Foltá, Ph.D.  
vedoucí katedry



---

prof. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.  
děkan fakulty

## Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě dne 20. května 2020.



.....

Podpis studenta

## Prohlašuji, že:

- jsem si vědom, že na tuto moji závěrečnou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. Zákon o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (dále jen Autorský zákon), zejména § 35 (Užití díla v rámci občanských či náboženských obřadů nebo v rámci úředních akcí pořádaných orgány veřejné správy, v rámci školních představení a užití díla školního) a § 60 (Školní dílo),
- беру на ве́домі́, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo užít tuto závěrečnou diplomovou práci nekomerčně ke své vnitřní potřebě (§ 35 odst. 3 Autorského zákona),
- bude-li požadováno, jeden výtisk této diplomové práce bude uložen u vedoucího práce, • s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 Autorského zákona,
- užít toto své dílo, nebo poskytnout licenci k jejímu využití, mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše),
- беру на ве́домі́, že-podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů-že tato diplomová práce bude před obhajobou zveřejněna na pracovišti vedoucího práce, a v elektronické podobě uložena a po obhajobě zveřejněna v Ústřední knihovně VŠB-TUO, a to bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Kozmicích dne 17. května 2020.



Jméno a příjmení autora práce:

Bc. David Koval

Adresa trvalého pobytu autora práce:

K Točně 30

747 11 Kozmice

## Anotace

KOVAL, D. *Návrh hydraulického rotátoru pro kulové kohouty: diplomová práce*. Ostrava: VŠB -Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů, 2019, 50 s Vedoucí práce: Němček M.

Diplomová práce se zabývá konstrukčním návrhem hydraulického rotátoru pro otevírání kulových kohoutů. V úvodu práce je provedena rešerše v ovládaní armatur. Následuje vlastní návrh rotátoru. Vlastní návrh popisuje funkci a umístění všech součástí. V další části je proveden výpočet provozních tlaků pro otevření armatury a následuje statický výpočet vybraných kritických součástí. V závěru práce je zhodnocení výsledků. Sestavný výkres rotátoru je uložen v příloze diplomové práce

## Annotation

KOVAL, D. *Design of a Hydrailic Rotator for Ball Vales: Master thesis*. Ostrava: VŠB-Technical University of Ostrava Faculty of Mechanical Engineering, Department of Machine Parts and Mechanisms, 2019, 50 p. Thesis head: Němček M.

The master thesis deals with the design of a hydraulic rotator for opening ball valves. In the introduction, a search is performed in the control of valves. The actual design of the rotator follows. The design itself describes the function and location of all components. In the next part, the calculation of operating pressures for valve opening is performed, followed by a static calculation of selected critical components. At the end of the work is the evaluation of the results. The assembly drawing of the rotator is stored in the appendix of the diploma thesis.

# Obsah

Seznam použitých značek a symbolů.....	8
Úvod.....	11
1. Rešerše v oboru ovládaní armatur.....	12
1.1. Ruční a elektrické pohony.....	12
1.2. Pneumatické pohony .....	13
1.3. Hydraulické pohony .....	14
1.3.1. Pístové hydraulické pohony .....	14
1.3.2. Lopátkové hydraulické pohony .....	15
1.3.3. Šroubové hydraulické pohony.....	16
2. Zvolené Konstrukční řešení .....	18
2.1. Princip mechanismu .....	19
2.2. Uložení axiálních ložisek .....	20
2.3. Dorazy .....	20
2.4. Přívod hydraulické kapaliny .....	21
2.5. Těsnění .....	22
3. 2.6 Ruční pohon rotátoru.....	24
2.7 Připojovací části .....	24
3. Návrh a kontrola kritických částí .....	25
3.1. Výpočet šroubového mechanismu .....	25
3.1.1 Výpočet třecích sil a momentů šroubového mechanismu.....	26
3.1.2 Výpočet provozních tlaků šroubového mechanismu .....	28
3.3 Kontrola drážkování.....	32
3.1.1. Kontrola drážkování hřídel-šroub .....	33
3.1.2. Kontrola drážkování matice-plášť.....	34
3.3 Statická kontrola matice .....	35
3.3.1 Kontrola šroubu.....	36
3.5 Statická kontrola hřídele .....	38
3.5.1 Statická kontrola v místě B-B .....	39
3.5.2 Statická kontrola v místě C-C .....	39
3.5.3 Statická kontrola v místě D-D.....	40
3.6.1 Kontrola závitu mezikroužku .....	42
3.7 Statická kontrola víka 1 .....	43
3.7.1 Kontrola víka 1 na otláčení .....	44
3.8 Kontrola víka 2.....	45

4.	Závěr .....	46
5.	Seznam zdrojů a literatury .....	48
6.	Seznam příloh.....	50



## Seznam použitých značek a symbolů

$P_{max}$	Maximální tlak hydraulické kapaliny	[MPa]
$P_o$	Tlak hydraulické kapaliny při otevírání	[MPa]
$P_z$	Tlak hydraulické kapaliny při zavírání	[MPa]
$D_{p\check{s}}$	Velký průměr pístu šroubu	[mm]
$d_{p\check{s}}$	Malý průměr pístu šroubu	[mm]
$F_{T\check{s}1}$	Třecí síla těsnění v místě šroub-plášť	[N]
$F_{T\check{s}2}$	Třecí síla těsnění v místě Hřidel-šroub	[N]
$F_{TV2}$	Třecí síla těsnění v místě Hřidel-víko 2	[N]
$F_{Td}$	Třecí síla v drážkování mezi hřídelem a šroubem	[N]
$M_{T\check{s}1}$	Třecí moment v místě šroub-plášť	[Nm]
$M_{TV1}$	Třecí moment v místě Hřidel-víko 1	[Nm]
$M_{TV2}$	Třecí moment v místě Hřidel-víko 2	[Nm]
$M_{kh}$	Zatěžující kroutící moment na hřídeli	[Nm]
$M_{k\check{s}}$	Kroutící moment šroubu	[Nm]
$M_{k\check{s}max}$	Kroutící moment šroubu	[Nm]
$M_{kmax}$	Kroutící moment šroubu	[Nm]
$M_{kho}$	Potřebný kroutící moment při otevírání armatury	[Nm]
$M_{khez}$	Potřebný kroutící moment při zavírání armatury	[Nm]
$S_{T\check{s}1}$	Naměřená plocha těsnění Šroub-plášť	[mm <sup>2</sup> ]
$S_{T\check{s}2}$	Naměřená plocha těsnění Hřidel-šroub	[mm <sup>2</sup> ]
$S_{PV1}$	Naměřená plocha těsnění Hřidel-víko 1	[mm <sup>2</sup> ]
$S_{PV2}$	Naměřená plocha těsnění Hřidel-víko 2	[mm <sup>2</sup> ]
$f_{pl}$	Součinitel tření ocel-polytetrafluoretylen	[-]
$d_{v1}$	Malý průměr víka 1	[mm]
$d_{v2}$	Malý průměr víka 2	[mm]
$f_z$	součinitel tření kov na kov	[-]
$d_3$	Malý průměr závitu šroubu	[mm]
$d_2 = D_2$	Střední průměr závitu šroubu a matice	[mm]
$d_1$	Velký průměr závitu šroubu	[mm]
$D_1$	Malý průměr závitu matice	[mm]
$D_3$	Velký průměr závitu matice	[mm]
$P$	Stoupání jednoho chodu závitu	[mm]

$P_h$	Celkové stoupání závitu	[mm]
$\alpha$	Úhel profilu lichoběžníkového závitu	[°]
$\gamma$	Úhel stoupání lichoběžníkového závitu	[°]
$\varphi'$	Úhel tření v závitové drážce lichoběžníkového závitu	[°]
$\eta_z$	Účinnost závitu	[-]
$\eta_{t\check{s}}$	Zvolená účinnost těsnění	[-]
$F_{o\check{s}}$	Osová síla ve šroubu	[N]
$F_{o\check{s} A-A}$	Osová síla ve šroubu	[N]
$F_p$	Tlaková síla	[N]
$F_{pmax}$	Tlaková síla	[N]
$P_{vyp}$	Tlak pro výpočet třecí síly v těsnění	[MPa]
$\sigma_T$	Tlakové napětí	[MPa]
$\tau_K$	Krutové napětí	[MPa]
$\sigma_{RED}$	Redukované napětí dle Guesta	[MPa]
$k_s$	Statická bezpečnost	[-]
$k_{sd}$	Bezpečnost na otláčení	[-]
$d_{a1}$	Hlavový průměr drážkování šroubu	[mm]
$d_{a2}$	Hlavový průměr drážkování matice	[mm]
$D_{a1}$	Patní průměr drážkování matice	[mm]
$D_{a2}$	Patní průměr drážkování šroubu	[mm]
$h_1, h_2$	Společná výška stykové plochy	[mm]
$d_s$	Střední průměr drážkování	[mm]
$p_1, p_2$	Tlak mezi zuby drážkování	[MPa]
$k_{sd}$	Statická bezpečnost na otláčení	[-]
$d_{f2}$	Patní průměr matice	[mm]
$l_z$	Délka závitu	[mm]
$H_1$	Nosná výška závitu	[mm]
$z_t$	Počet nosných závitů	[-]
$z_t$	Počet nosných závitů matice	[-]
$S_{pt}$	Otláčovaná plocha rozvinutých závitů matice	[mm <sup>2</sup> ]
$p_z$	Tlak v závitech	[MPa]
$P_{Dp}$	Dovolené napětí na otláčení	[MPa]
$b_{st}$	Stykové šířky čtyřhranu	[mm]

$a$	Délka strany čtyřhranu	[mm]
$r$	Poloměr zaoblení čtyřhranu	[mm]
$n_b$	Počet nosných stěn	[-]
$p_{\check{c}}$	Tlak na bocích čtyřhranu	[MPa]
$F_i$	Síla působící na bok profilu	[N]
$l_{st}$	Délka čtyřhranu	[mm]
$D, d$	Velikost průměru v řezu	[mm]
$F_{om}$	Osová síla v mezikusu	[N]
$\tau_{SM-m}$	Napětí ve stříhu	[MPa]
$n$	Počet šroubů	[-]

## Úvod

V naší republice je etablovaná celá řada výrobců průmyslových armatur. I v našem kraji jsou firmy, které dodávají armatury do celého světa, a i pro nejnáročnější uplatnění (jaderné elektrárny a podobně).

Sama armatura je velmi komplikovaný výrobek jak z hlediska konstrukčního, tak i materiálového. Z toho plyne, že i její pohon, který umožní otevírání, zavírání nebo regulaci bude rovněž velmi sofistikovaný produkt. Existuje řada možných variant pohonů těchto armatur. Mezi ty složitější patří hydraulické pohony. A jedním z těchto hydraulických pohonů se zabývá i tato práce. Jedná se o hydraulický rotátor pro ovládání velkého kulového kohoutu DN 500, PN 63. Navíc je u něho vyžadována možnost ručního pohonu při výpadku hydrauliky.

## Cíle práce

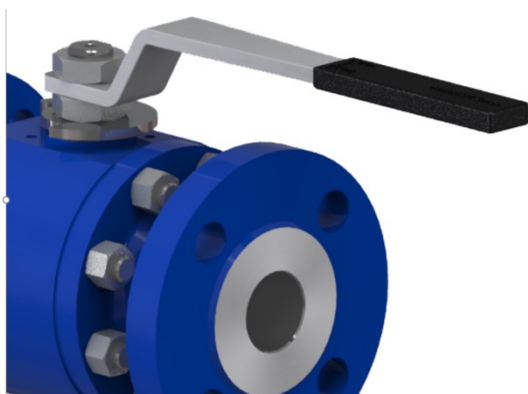
- Provést rešerši v oblasti pohonů armatur,
- vybrat vhodný hydraulický pohon,
- provést jeho funkční návrh,
- zkontrolovat všechny kritické prvky tohoto navrženého pohonu.

## 1. Rešerše v oboru ovládaní armatur

Na trhu se vyskytuje řada možností, jak ovládat armatury. Toto je možné ručně, elektricky, pneumaticky a hydraulicky.

### 1.1. Ruční a elektrické pohony

Základní regulace je pomocí ručního mechanismu, který se v praxi vyskytuje jako páka (viz obr.1), u malých kohoutů, nebo pomocí kola s pomocným převodem (viz obr.2).



*Obr. 1 - Ovládaní pákou [3]*



*Obr. 2 - Ovládaní kolem s převodovkou [3]*

Elektricky ovládání se na trhu vyskytuje v podobě elektrických motorů s různými typy převodovek. Výhodou těchto aktuátorů je ta, že se dají optimalizovat a ovládat na dálku. Například aktuátor od firmy Keystone (viz obr. 3), který nabízí přesné řízení ventilů s kroučícím momentem do 2000 Nm a také možnost ruční manipulace.



*Obr. 1 - Ovládaní pákou [5]*

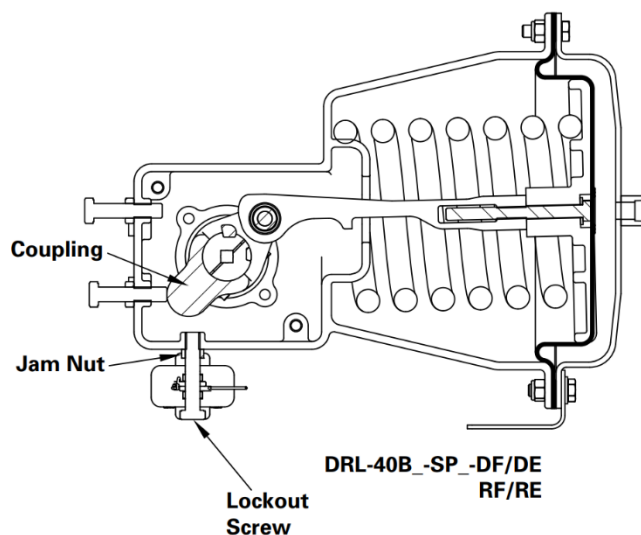
## 1.2. Pneumatické pohony

Pneumatické pohony se konstrukcí hodně podobají hydraulickým, které budou popsány dále v práci. Nevýhodou je, že nedosahují takových krouticích momentů jako hydraulické.



Obr. 4 Membránový pohon[7]

Jedním z typů je membránový pneumatický pohon. Tento pohon se liší od ostatních tím, že pro vyvolání tlačné síly na otočení ventilu používá membránu. Zpětný pohyb je následně řešen pružinou tlačící na membránu (viz obr. 5 ).



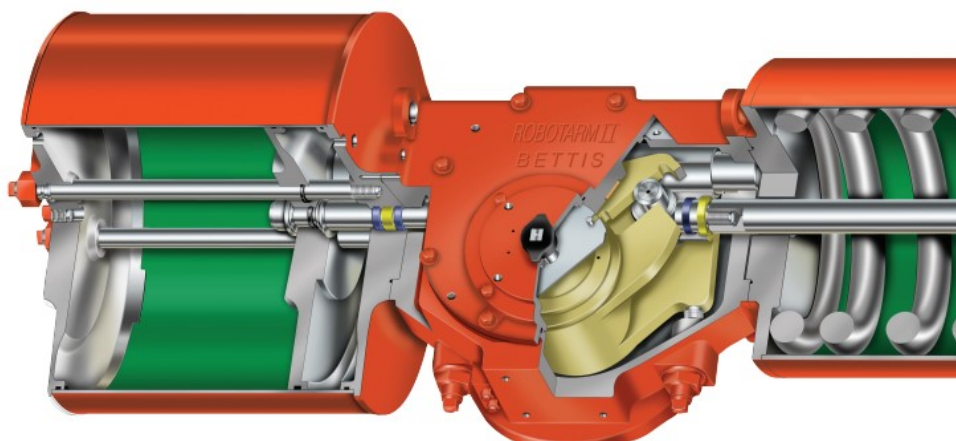
Obr. 5 Schéma membránového pohonu [7]

### 1.3. Hydraulické pohony

Hydraulické rotátory pracují na principu tlakové energie, která je převáděna na sílu, popřípadě na krouticí moment pro ovládání armatury.

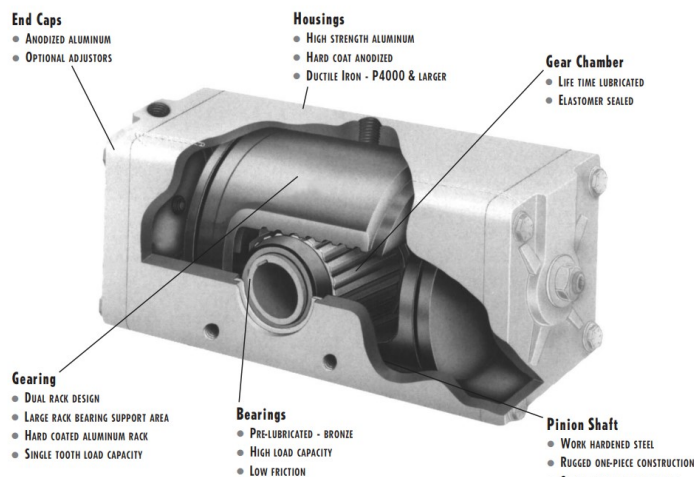
#### 1.3.1. Pístové hydraulické pohony

Nejjednodušší způsob hydraulického pohonu je pomocí hydraulického pístu, který je tlačěn tlakovou kapalinou. Síla se na hřídel kohoutu převádí pomocí kliky propojené s pístnicí, často se používá páka s protizávažím. V praxi se vyskytuje ve formách s dvojčinným pístem, jednočinným pístem s pružinou (viz. obr 6 ), nebo za použití více dvoučinných pístů, .



Obr. 6 Jednočinný pístový pohon [5]

Další mechanismus je podobný mechanismu klikovému. Místo kliky je zde použit ozubený hřeben pro převod přímočaré síly na krouticí moment. Tak jako u klikových rotátorů se na trhu vyskytuje v mnoha provedeních.



Obr.7 Pístový pohon s ozubeným řemenem [8]

### 1.3.2. Lopatkové hydraulické pohony

Nejvíce lišící se pohon je lopatkový rotátor. Na trhu se vyskytuje ve formě s jednou lopatkou, nebo se dvěma. Jednolopatkový rotátor je vhodný spíše pro pneumatické pohony. Pro dosažení většího kroutícího momentu se používá seriové zapojení více komor (viz obr. 9).

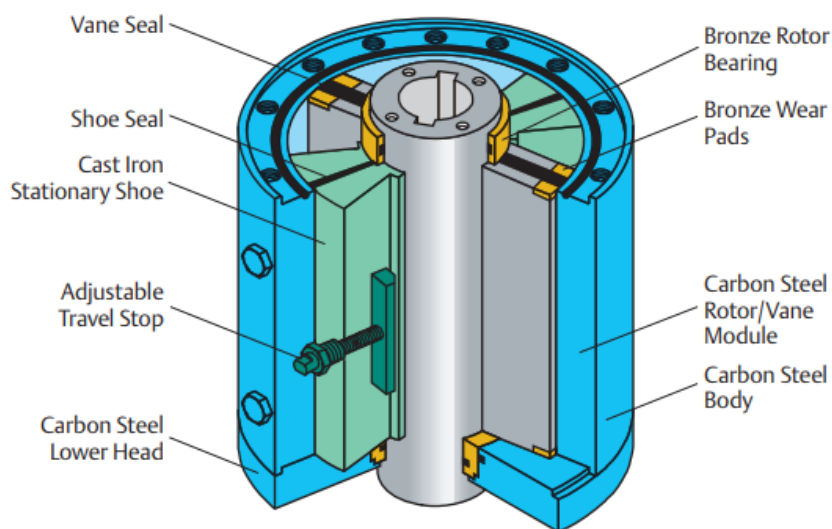


Obr. 8 Lopatkový pohon [5]



Obr. 9 Série lopatkových pohonů [5]

Více lopatkové provedení je pro hydrauliku typičtější. Použitím více lopatek je dosaženo větší tlačné plochy pro působení tlakové kapaliny.

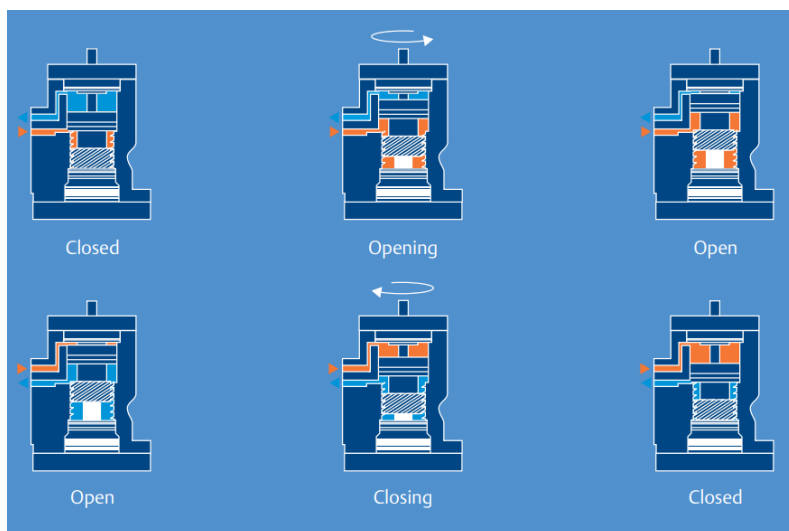


Obr. 10 Více lopatkový pohon [9]



### 1.3.3. Šroubové hydraulické pohony

Šroubové pohony využívají pohybový závit s vysokým stoupáním k transformaci osové síly na krouticí moment a hydraulický píst pro transformaci tlakové energie na osovou sílu. Tlaková energie tlačí na plochu pístu, který je současně šroubem, ten se otáčí v matici a posouvá po drážkování na hřídeli. Funkce dvojčinného rotátoru při práci je znázorněna na obr(11).

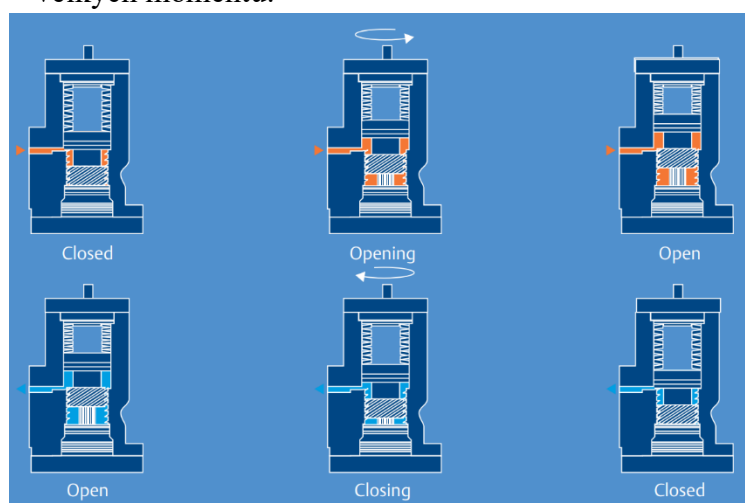


Obr. 11 Funkce pístového dvojčinného rotátoru [4]



Obr.11 Dvojčinný hydraulický rotátor [5]

U jednočinných rotátorů je jen jeden pracovní prostor, ten druhý je nahrazen pružinou, která vrací šroub zpět do původní polohy, funkce je znázorněna na obr. 13. Oba tyto druhy dosahují otočení 90°. Výhodné jsou kompaktními rozměry při dosahování velkých momentů.

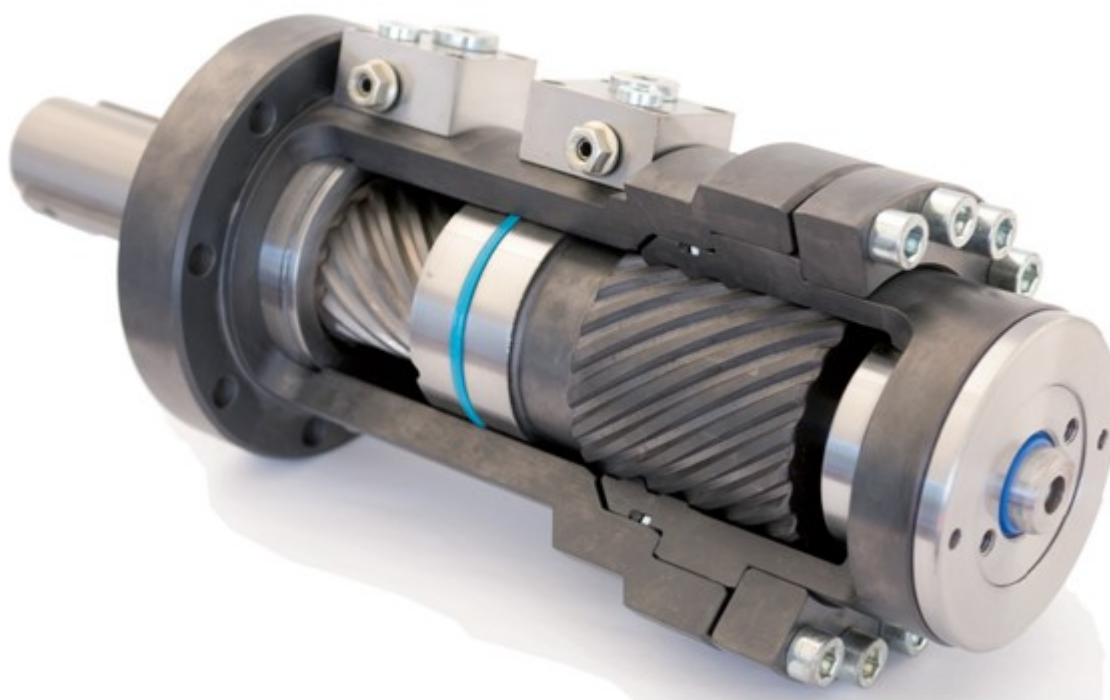


Obr. 13 Funkce jednočinného rotátoru [5]



Obr.14 Jednočinný hydraulický rotátor [5]

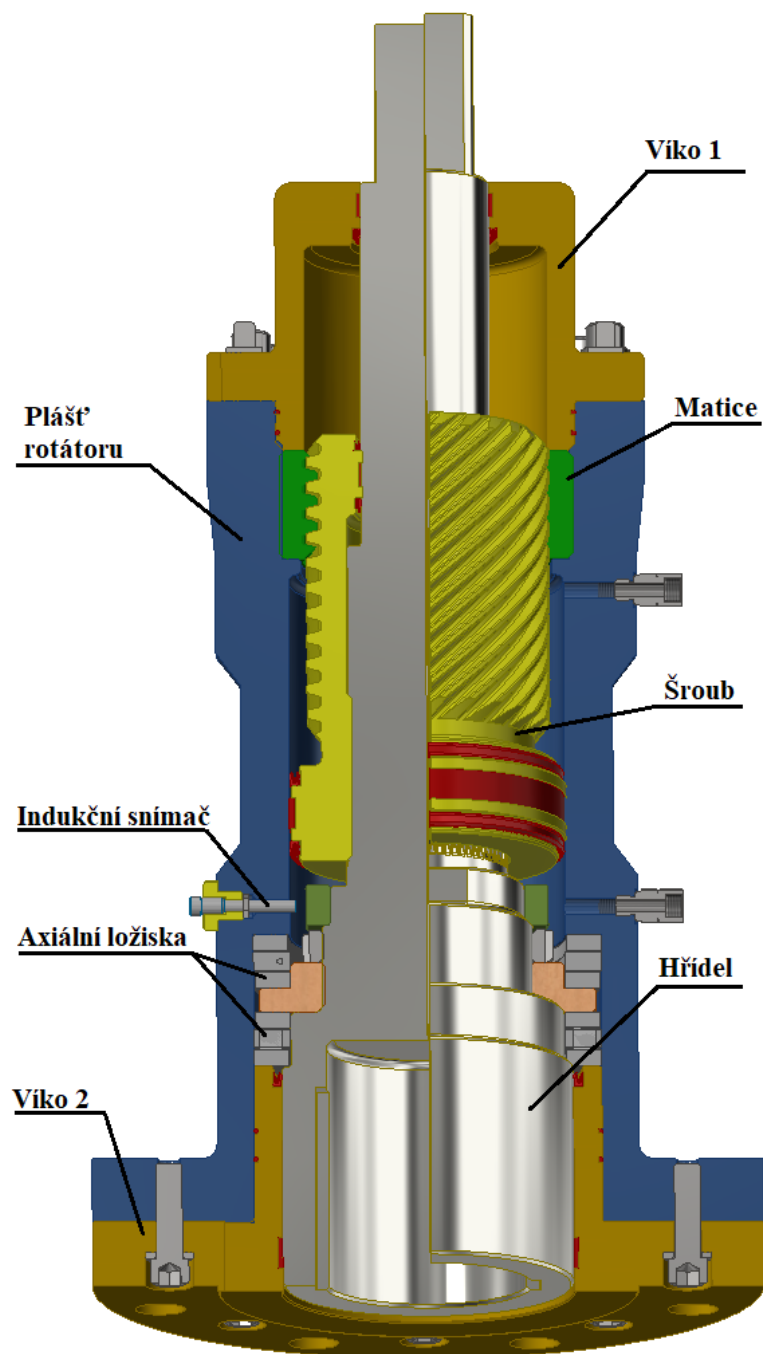
Na trhu se vykytuje také varianta s větším rozsahem otočení než o 90°. To je vyřešeno pomocí dalšího závitu, který nahrazuje drážkování u varianty s jedním závitem. Je tím docílen větší převod při zachování stejné konstrukční délky. Tato varianta se používá spíše u otočných os stavebních strojů.



*Obr. 15 Hydraulický rotátor s dvěma pohybovými závity [6]*

## 2. Zvolené Konstrukční řešení

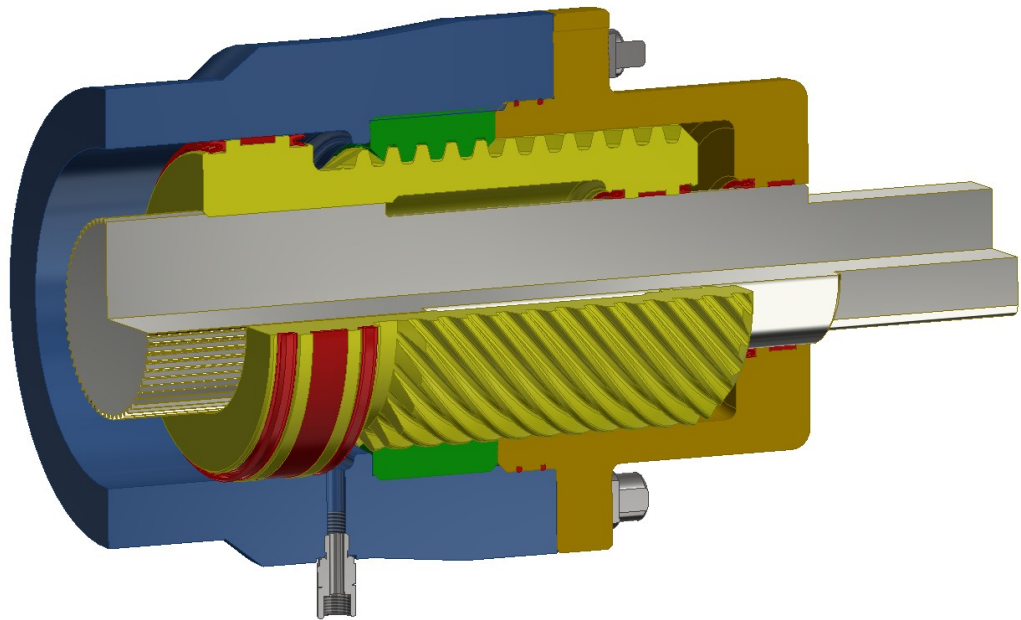
Po průzkumu trhu a pro splnění požadavků zadání jsem pro konstrukci zvolil dvojčinný hydraulický šroubový rotátor. Pro otevření kulového kohoutu je nutné dosáhnout otočení o 90°, proto je volena konstrukce s jedním pohybovým šroubem. Rotátor je dimenzován na maximální provozní tlak hydraulického oleje  $P_{MAX}=10\text{ MPa}$



Obr. 16 Sestava vlastního řešení rotátoru

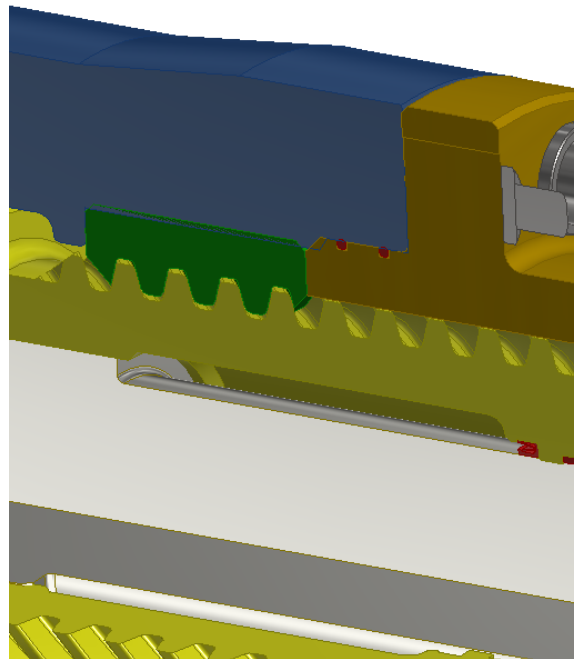
## 2.1. Princip mechanismu

Šroubový mechanismus je nejdůležitější součástí rotátoru a plní zde dvě funkce. Funkci pístu a šroubu zároveň. Díky pístové části je tlak hydraulického oleje působící na plochu pístu transformován na osovou sílu v ose šroubu. Síla v ose šroubu se díky pevně uchycené matici se mění na krouticí moment. Tento je přenášen na hřídel pomocí jemného drážkování.



Obr. 17 Řez šroubovým mechanismem

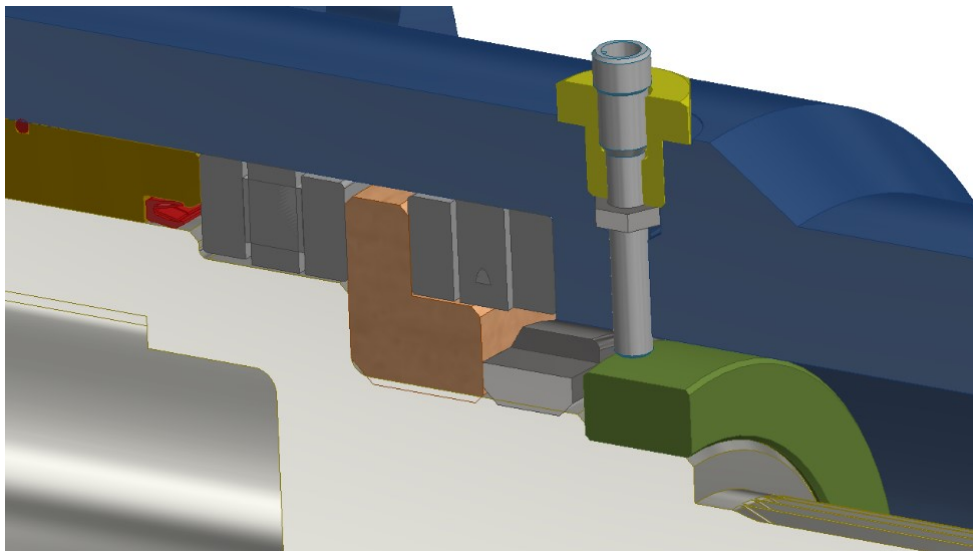
Pro funkčnost šroubového mechanismu musí být matice pevně upnuta. K zamezení pootočení a přenos kroutícího momentu na plášť rotátoru slouží jemné drážkování. V posunutí matici brání víko 1 (viz. obr. 16), které přitlačuje matici na plášť rotátoru, čímž se do víka přenáší osová síla ze šroubového mechanismu.



Obr. 18 Uložení matice

## 2.2. Uložení axiálních ložisek

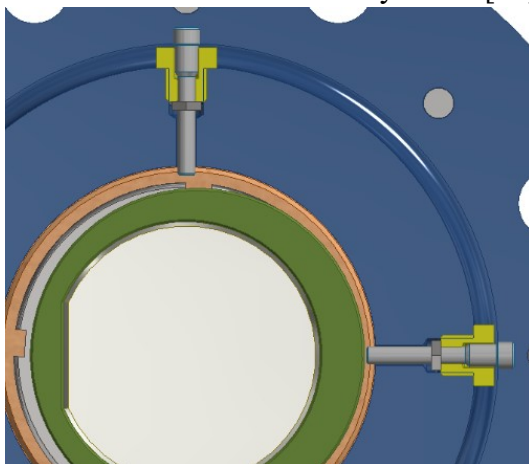
V sestavě jsou použita axiální jednosměrná válečková ložiska. Ložiska jsou uložena proti sobě, aby byla zajištěna opora v obou směrech. Ložiska se z vnější strany opírají o víko a plášť rotátoru, mezi nimi je na hřídel přišroubovaná příruba, která na ložiska přenáší osovou sílu z hřídele. Příruba je zajištěna hřídelovou maticí KM.



Obr. 19 Uložení axiálních ložisek

## 2.3. Dorazy

Dorazy slouží k přesnému nastavení chodu rotátoru. Hydarulické kulové kohouty mají v praxi obvykle úhlovou odchylku, ta je eliminována přesným nastavením pomocí dvou indukčních snímačů firmy SICK [11].



Obr. 20 Nastavitelné dorazy



Obr. 21 Indukční snímač SICK [11]

Indukční snímač při detekování cílového předmětu vyšle signál, který zastaví přívod tlakové kapaliny. Cílový předmět je v tomto případě excentrický válec, který je nasunut na rovnou plochu na hřídeli a pojištěn stavěcím šroubem. Snímač pracuje v rozsahu 0-4, čímž se nastaví koncová poloha hřídele.

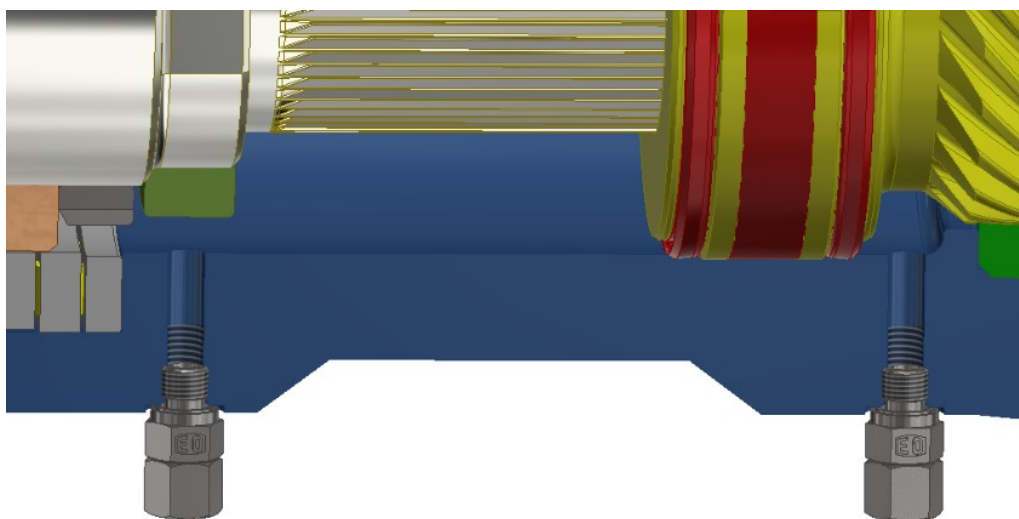
## 2.4. Přívod hydraulické kapaliny

Nejdůležitější součástí rotátoru je přívod hydraulické kapaliny, ten je uskutečněn pomocí přímého metrického hrdla firmy Haberkorn [3].



*Obr. 22 Přímé metrické hrdlo [10]*

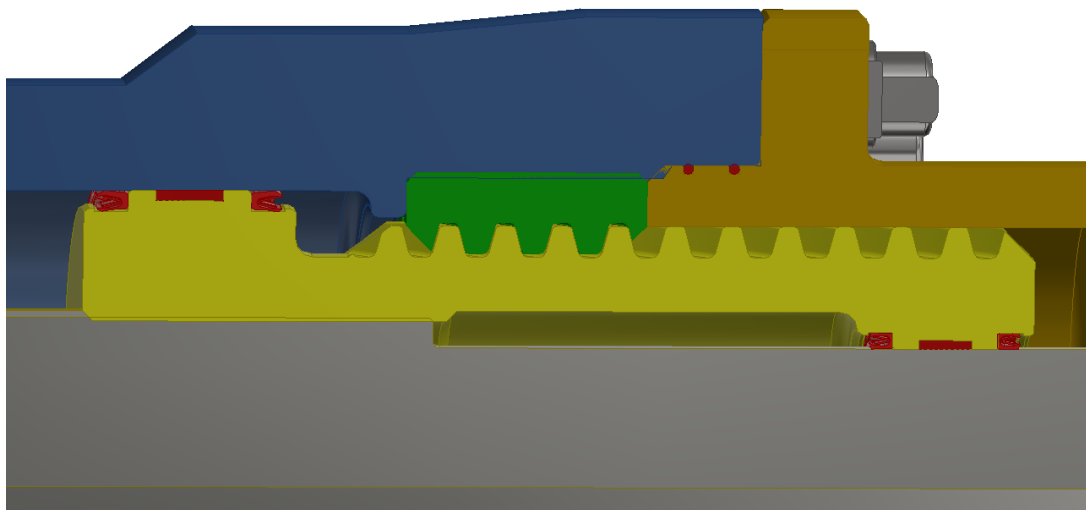
Hrdlo je opatřeno těsnicím „o“ kroužkem a našroubováno do díry se závitem v plášti rotátoru.



*Obr. 23 Přišroubované hrdlo*

## 2.5. Těsnění

K oddělení pracovních prostorů pístu, je nutné na šroubu použít těsnění, taktéž je nutné utěsnit obě víka a prostor mezi hřídelí a víky.



*Obr. 24 Těsnění na šroubu (červená)*

Mezi šroubem a pláštěm rotátoru jsou použita jednočinná pístní těsnění Turcon Variseal M2 firmy Telleborg [12] (viz obr. 25). Těsnění je ve tvaru „U“, který je předepnutý speciální pružinou. Toto těsnění se vyznačuje nízkým třením a vysokou odolností proti opotřebení.

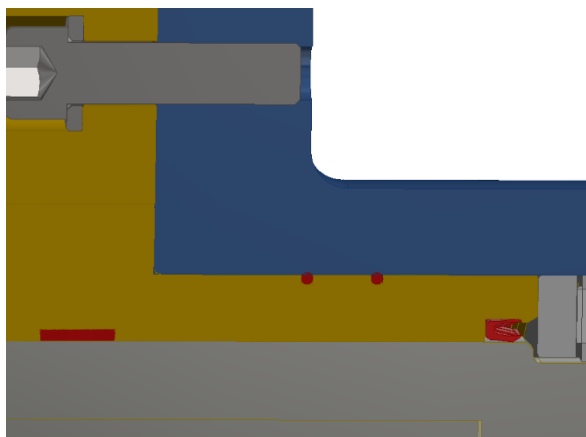
Mezi hřídelí a šroubem ,ale také mezi hřídelí a oběma víky je použit stejný typ těsnění v pístnicové variantě.



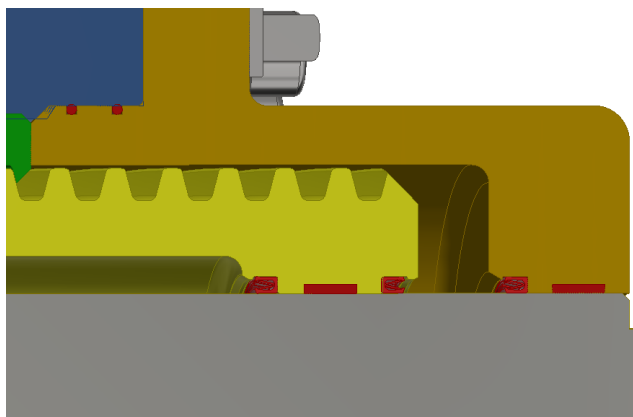
*Obr. 25 Pístní těsnění [12]*



Pro utěsnění obou vík jsou použity „o“ kroužky v prostoru mezi víkem a pláštěm rotátoru.



*Obr. 26 Těsnění víka 2*



*Obr. 27 Těsnění víka 1*

Pro vedení a zachycení radiálních zatížení hřídele a šroubu jsou použity vodící kroužky Himod slydring taktéž firmy Telleborg [12], které mají dobrou odolnost proti opotřebení a stlačení. Toto vedení je použito i mezi šroubem a pláštěm rotátoru.

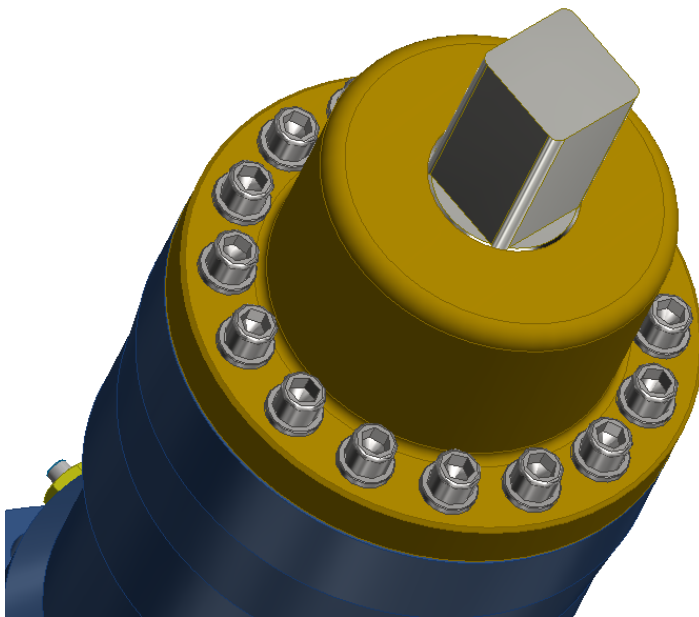


*Obr.28 Vodící kroužek Himod slydring [12]*



## 2. 2.6 Ruční pohon rotátoru

Požadavkem zadání je umožnit ruční manipulaci ventilu při ztrátě tlakové energie. Ruční pohon je řešen pomocí čtyřhranu umístněném v horní části rotátoru.

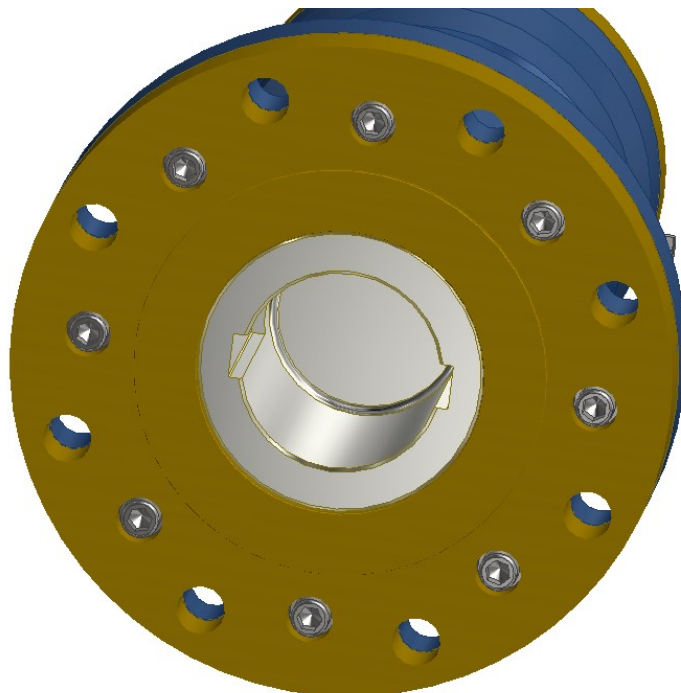


*Obr. 29 Čtyřhran pro ruční pohon*

## 2.7 Připojovací části

Rotátor je s kulovým kohoutem spojen přírubovým spojem s osmi šrouby M30. Pro přenos krouticího momentu na armaturu slouží dutý hřídel s dvěma drážkami pro pero.

Veškeré rozměry příruby a hřídele vychází z normy ISO 5211 [4]



*Obr. 30 Příruba a připojovací hřídel*

### 3. Návrh a kontrola kritických částí

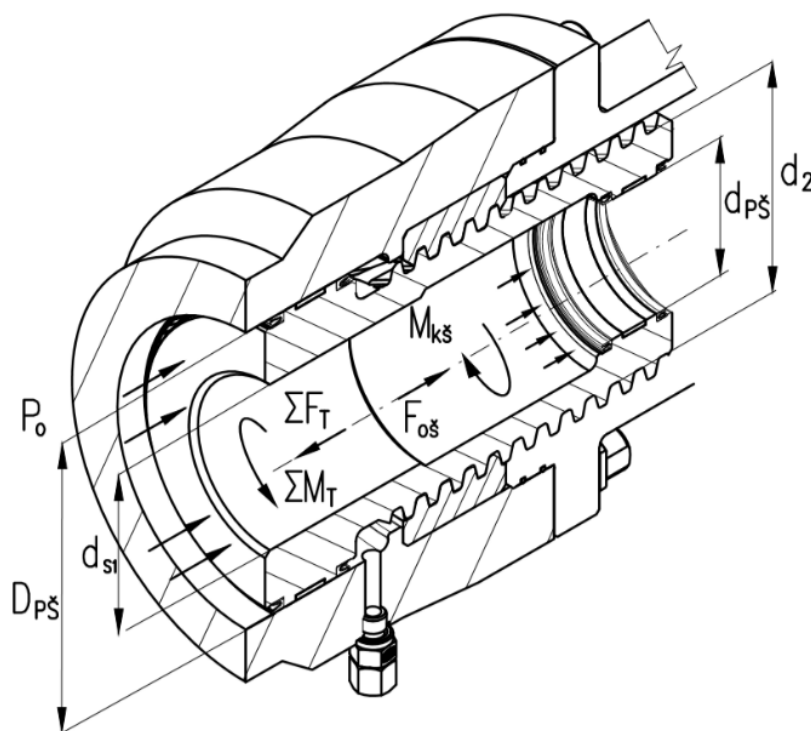
Pro výpočet je nutné znát průběhy momentů pro ovládání kulového kohoutu velikosti DN 500 a tlakové třídy PN 63. Hodnoty (viz tab. 1) byly naměřeny a poskytnuty zadavatelem [3].

Tab. 1 Průběhy momentů

			p; $\Delta p$	otevírání			zavírání		
Typ	DN	DN	MPa	BTO Nm	RUN Nm	ETO Nm	BTC Nm	RUN Nm	ETC Nm
K92.x4	500	63	6; 2,5	8650	3850	3850	8250	3850	7550

#### 3.1. Výpočet šroubového mechanismu

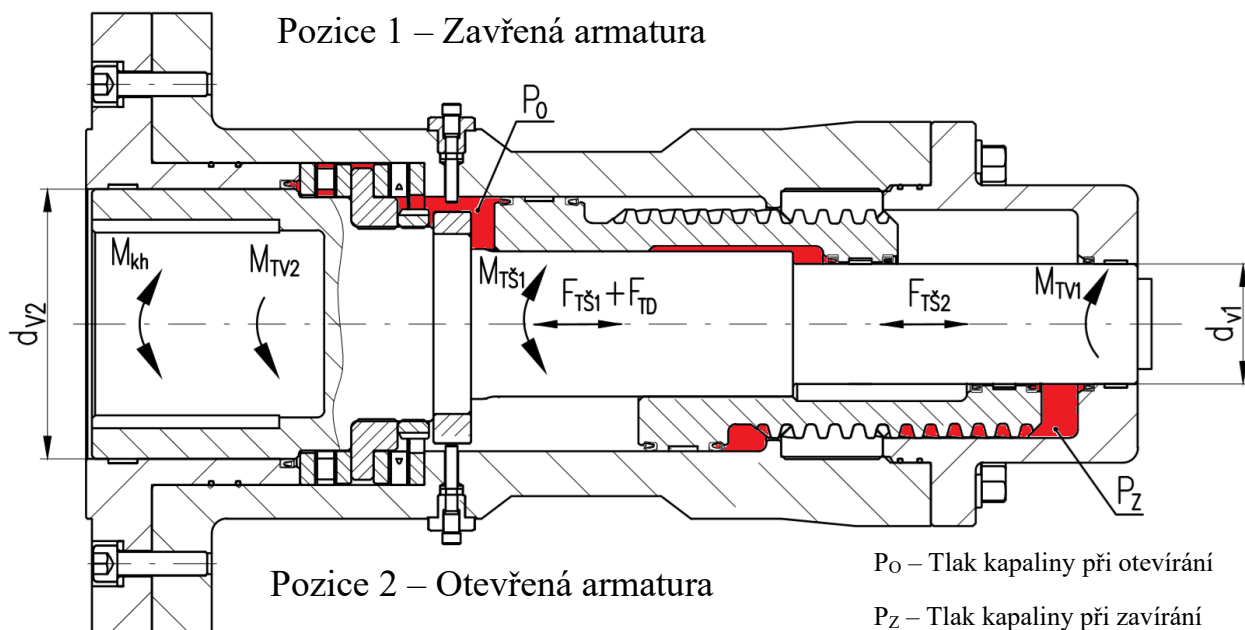
Šroubový mechanismus je poháněn tlakem až  $P_{max} = 10$  MPa, ten při působení na plochu mezikruží ohraničenou  $D_{P\check{s}} = 170$  mm a  $d_{P\check{s}} = 80$  mm vytváří osovou sílu ve šroubu. Osová síla následně vytváří kroučící moment  $M_{kh}$  pomocí lichoběžníkového závitu s roztečným průměrem  $d_2 = 142$  mm. Kroučící moment šroubu  $M_{k\check{s}}$  musí být větší než maximální moment pro otočení kulového kohoutu na hřídeli  $M_{khmax} = M_{khomax} = 8650$  Nm (dle Tab. 1). Proti pohybu působí řada odporů. Mimo jiné třecí síla  $F_{TD}$  v jemném drážkování na průněru  $d_{sl}=97,5$  mm



Obr. 31 Šroubový mechanismus

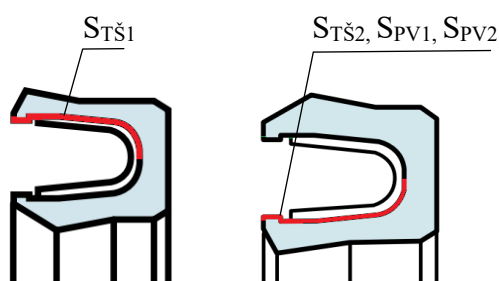
### 3.1.1 Výpočet třecích sil a momentů šroubového mechanismu

Při výpočtu je nutné počítat s třením, které vznikne při pohybu mezi hydraulickým těsněním a částmi rotátoru. Těsnění je vyrobeno z polytetrafluoretylenu, které má součinitel tření s ocelí  $f_{pl} = 0,07-0,11$  [13]. Pro výpočet volím  $f_{pl} = 0,08$ .



Obr. 32 Třecí odpory v sestavě

Třecí síla v těsnění je závislá na tlaku kapaliny. Pro výpočet maximální třecí síly volím  $P_{vyp} = 10$  MPa. Tlaková kapalina působí na plochu těsnění viz obr.32., čímž vytváří normálovou sílu. Velikost ploch těsnění byla naměřena pomocí modelů firmy Trelleborg [12] v 3D programu Autodesk Inventor (viz tab. 2).



Obr. 33 měřené plochy těsnění

Tab. 2 Naměřené plochy

Umístnění těsnění	Naměřené hodnoty	
Šroub-plášť	$S_{TŠ1}$	3189 mm <sup>2</sup>
Hřídel-šroub	$S_{TŠ2}$	1650 mm <sup>2</sup>
Hřídel-víko 1	$S_{PV1}$	1650 mm <sup>2</sup>
Hřídel-víko 2	$S_{PV2}$	4193 mm <sup>2</sup>

Třecí síla těsnění v místě šroub-plášť:

$$F_{TŠ1} = P_{max} \cdot S_{TŠ1} \cdot f_{pl} = 10 \cdot 3189 \cdot 0,08 = 2551,2 \text{ N} \quad (1)$$

Třecí síla těsnění v místě Hřídel-šroub:

$$F_{T\dot{s}2} = P_{max} \cdot S_{T\dot{s}2} \cdot f_{pl} = 10 \cdot 1650 \cdot 0,08 = 1320 \text{ N} \quad (2)$$

Třecí síla těsnění v místě Hřídel-víko 2:

$$F_{TV2} = P_{max} \cdot S_{PV2} \cdot f_{pl} = 10 \cdot 4193 \cdot 0,08 = 3354,4 \text{ N} \quad (3)$$

Třecí síla v drážkování mezi hřídelem a šroubem:

$$F_{Td} = \frac{2 \cdot (M_{khmax} + M_{TV2}) \cdot f_z}{d_{s1}} = \frac{2 \cdot (8650 + 301,9) \cdot 0,07}{0,0975} = 12854 \text{ N} \quad (4)$$

$f_z$  – součinitel tření kov na kov [16]

Celková třecí síla:

$$\Sigma F_T = F_{T\dot{s}1} + F_{T\dot{s}2} + F_{TD} = 2551,2 + 1320 + 12854 = 16725,2 \text{ N} \quad (5)$$

Třecí moment v místě šroub-plášť:

$$M_{T\dot{s}1} = \frac{F_{T\dot{s}1} \cdot D_{P\dot{s}}}{2} = \frac{2551,2 \cdot 0,170}{2} = 216,9 \text{ Nm} \quad (6)$$

Třecí moment v místě Hřídel-víko 1:

$$M_{TV1} = \frac{F_{TV1} \cdot d_{P\dot{s}}}{2} = \frac{1320 \cdot 0,08}{2} = 52,8 \text{ Nm} \quad (7)$$

$$F_{TV1} = F_{T\dot{s}2}$$

Třecí moment v místě Hřídel-víko 2 :

$$M_{TV2} = \frac{F_{TV2} \cdot D_{V2}}{2} = \frac{3354,4 \cdot 0,180}{2} = 301,9 \text{ Nm} \quad (8)$$

Celková třecí síla při otevírání  $\Sigma M_{To}$

$$\Sigma M_{To} = M_{T\dot{s}1} + M_{TV2} = 216,9 + 301,9 = 518,8 \text{ Nm} \quad (9)$$

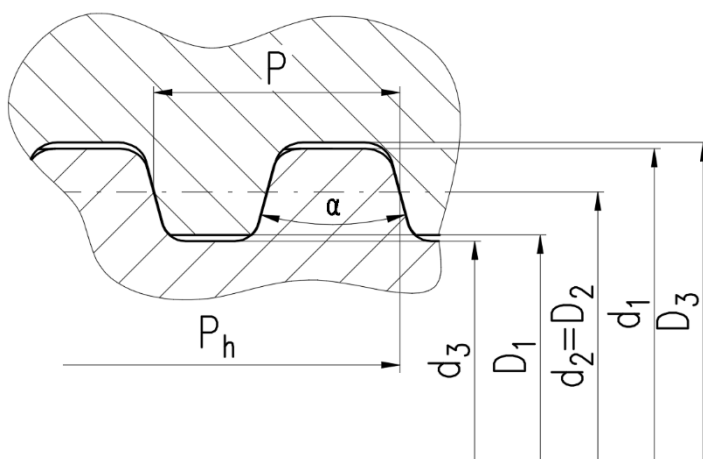
Celková třecí síla při zavírání  $\Sigma M_{TZ}$

$$\Sigma M_{TZ} = M_{T\dot{s}1} + M_{TV1} = 216,9 + 52,8 = 269,7 \text{ Nm} \quad (10)$$

### 3.1.2 Výpočet provozních tlaků šroubového mechanismu

Provozní tlaky se spočtou ze zadaných kroutících momentů  $M_{kho}$ , odporů v těsnění a tření v drážkování. Pro převod kroutícího momentu na osovou sílu je použit nenormalizovaný dvacetipětichodý lichoběžníkový závit.

Tab. 3 rozměry závitu



Obr. 34 Rozměry lichoběžníkového závitu

$d_3$	130 mm
$d_2 = D_2$	142 mm
$d_1$	150 mm
$D_1$	134 mm
$D_3$	152 mm
$P$	16
$P_h$	400
$\alpha$	$30^\circ$
$f_z$	0,07

Úhel stoupání:

$$\gamma = \tan^{-1} \frac{P_h}{\pi \cdot d_2} = \tan^{-1} \frac{400}{\pi \cdot 142} = 41,88^\circ \quad (11)$$

Úhel tření v závitové drážce:

$$\varphi' = \tan^{-1} \frac{f_z}{\cos \frac{\alpha}{2}} = \tan^{-1} \frac{0,07}{\cos \frac{30}{2}} = 4,16^\circ \quad (12)$$

Navržený šroub je nesamosvorný  $\gamma > \varphi'$

Účinnost závitu:

$$\eta_z = \frac{\tan(\gamma)}{\tan(\gamma + \varphi')} = \frac{\tan(41,88)}{\tan(41,88 + 4,16)} = 0,865 \quad (13)$$

Celkový kroutící moment ve šroubu:

$$M_{kš} = M_{khmax} + \Sigma M_{To} = 8650 + 518,8 = 9168,8 \text{ Nm} \quad (14)$$

Osová síla ve šroubu:

$$F_{o\check{s}} = \frac{2 \cdot M_{k\check{s}}}{d_2 \cdot \tan(\gamma + \varphi') \cdot \eta_z} = \frac{2 \cdot 9168,8}{0,142 \cdot \tan(41,88^\circ + 4,16^\circ) \cdot 0,865} \quad (15)$$

$$F_{o\check{s}} = 143968 \text{ N}$$

Osová síla vyvolaná tlakem:

$$F_p = (F_o + \Sigma F_T) \cdot \frac{1}{\eta_{t\check{s}s}} = (143968 + 16725,2) \cdot \frac{1}{0,95} = 168694,44 \text{ N} \quad (16)$$

Při výpočtu je nutné zohlednit odpor těsnění, na které nepůsobí tlak, ale díky své konstrukci vyvíjejí přítlačnou sílu. Proto volím účinnost těsnění  $\eta_{t\check{s}s}=0,95$ .

Maximální tlak při otevírání:

$$P_{Omax} = \frac{F_p}{S} = \frac{4 \cdot F_p}{\pi \cdot (D_{P\check{s}}^2 - d_{P\check{s}}^2)} = \frac{4 \cdot 168694,44}{\pi \cdot (170^2 - 80^2)} = 9,57 \text{ MPa} \quad (17)$$

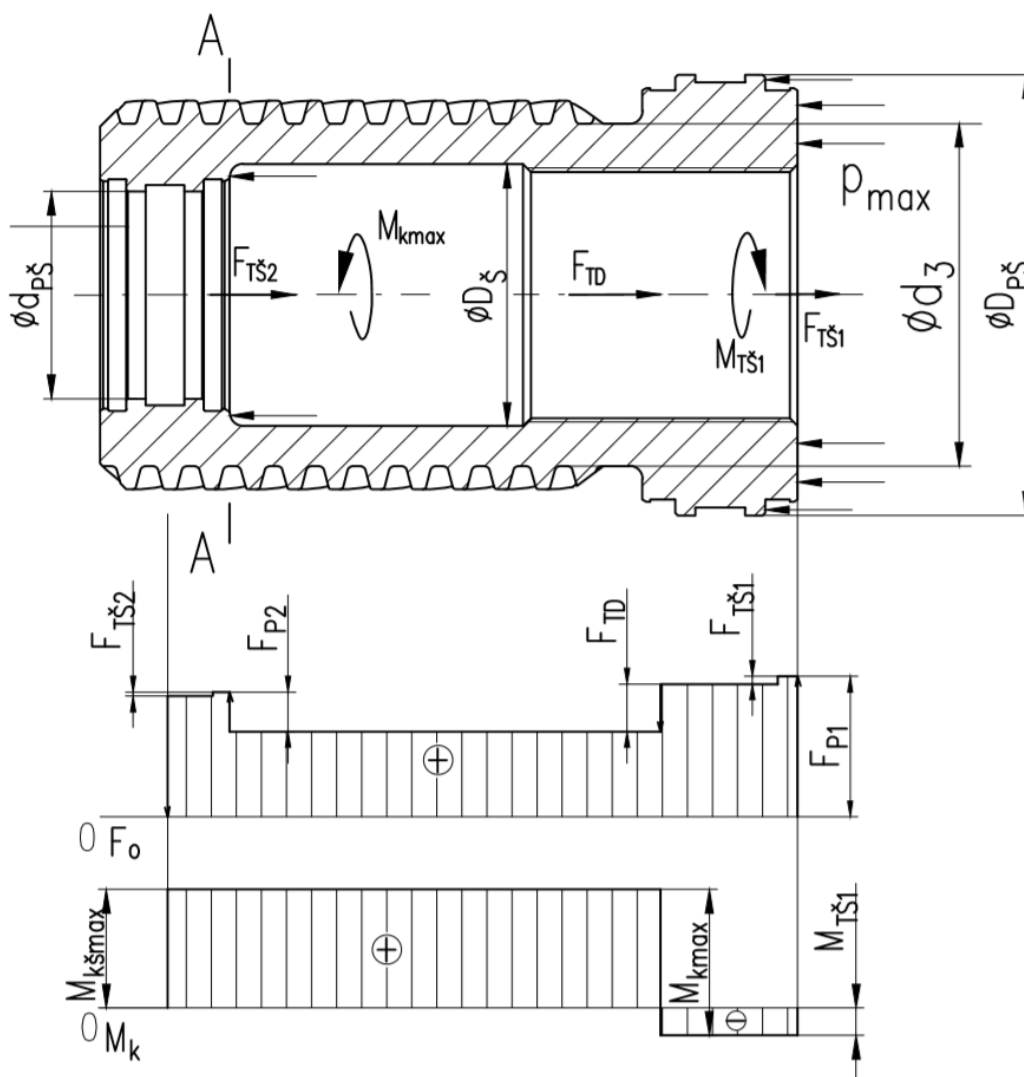
V tabulce 4 jsou vypočteny provozní tlaky, působící síly a momenty v závislosti na zatěžovaném momentu armatury  $M_{kho}, M_{khz}$ .

Tab. 4 Průběhy tlaků, sil a momentů v závislosti na zatěžujícím kroutícím momentu

		Otevírání			Zavírání		
$P_o - P_z$	[MPa]	9,55	4,24	4,24	8,91	4,14	8,11
$M_{kho} - M_{khz}$	[Nm]	8650	3850	3850	8250	3850	7550
$M_{k\check{s}}$	[Nm]	9168,75	4073,06	4073,06	8519,65	3963,25	7771,11
$P_{vyp}$	[MPa]	10	4	4	10	4	8
$F_{T\check{s}1}$	[N]	2551,2	1097,02	1097,02	2551,2	1071,5	2091,98
$F_{T\check{s}2}$	[N]	1320	567,60	567,60	1320	554,4	1082,4
$F_{TV1} - F_{TV2}$	[N]	3354,4	1442,39	1442,39	1320,00	554,40	1082,4
$F_{Td}$	[N]	12854	5714,6	5714,6	11922	5560,1	10903,2
$M_{T\check{s}1}$	[Nm]	216,85	93,25	93,25	216,85	91,08	177,82
$M_{TV2} - M_{TV1}$	[Nm]	301,9	129,82	129,82	52,8	22,18	43,3
$F_p$	[N]	168694,44	74892,82	74892,82	157361,30	73037,12	143197,61
$F_o$	[N]	143968,01	63955,36	63955,36	133775,88	62231,15	122022,32

### 3.2 Kontrola namáhání pohybového šroubu

Šroub je namáhán tlakem a krutem, největší koncentrace napětí je v místě řezu A. Průměr  $D_s = 100,4$  mm, průměr  $d_3 = 132$  mm (viz. tabulka 2). Materiál pro matici je zvolen 15 230.7 s mezí kluzu  $R_{e 15230,7} = 635$  Mpa[17] .



Obr. 35 Pohybový šroub

Osová síla vyvolaná tlakem:

$$F_{pmax} = P_{MAX} \cdot S = P_{MAX} \cdot \frac{\pi \cdot (D_{Ps}^2 - d_{Ps}^2)}{4} = 10 \cdot \frac{\pi \cdot (170^2 - 80^2)}{4} = 176714 \text{ N} \quad (18)$$

Třecí síla v drážkování mezi hřídelem a šroubem:

$$F_{Tdmax} = \frac{2 \cdot (M_{kšmax}) \cdot f_z}{d_{s1}} = \frac{2 \cdot (9168,75) \cdot 0,07}{0,0975} = 13165,4 \text{ N} \quad (19)$$

Z tab.4 byl zvolen  $M_{kšmax} = 9168,75$  Nm pro výpočet  $F_{Tdmax}$

Výsledná osová síla:

$$F_{o\dot{s}max} = F_{pmax} - F_{T\dot{s}1} - F_{T\dot{s}2} - F_{Td} = 176714 - 2551,2 - 1320 - 13165,4 \quad (20)$$

$$F_{o\dot{s}max} = 159677,4 \text{ N}$$

Kroutící moment:

$$M_{kmax} = F_{o\dot{s}} \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \tan(\gamma + \varphi') \cdot \eta_z \quad (21)$$

$$M_{kmax} = 159677,4 \cdot \frac{0,142}{2} \cdot \tan(41,88^\circ + 4,16^\circ) \cdot 0,865$$

$$M_{kmax} = 10026 \text{ Nm}$$

Kroutící moment v místě A-A:

$$M_{k\dot{s}max} = M_k - M_{T\dot{s}1} = 10026 - 216,85 = 9809,15 \text{ Nm} \quad (22)$$

Osová síla v místě A-A:

$$F_{o\dot{s} A-A} = F_{pmax} - F_{T\dot{s}1} - F_{Td} = 176714 - 2551,2 - 13165,4 = 160997 \text{ N} \quad (23)$$

Tlakové napětí v místě řezu A-A:

$$\sigma_{T\dot{s} A-A} = \frac{F_{o\dot{s} A-A}}{S} = \frac{F_{o\dot{s} A-A}}{\frac{\pi \cdot (d_3^2 - D_{\dot{s}}^2)}{4}} = \frac{160997}{\frac{\pi \cdot (132^2 - 100,4^2)}{4}} = 27,96 \text{ MPa} \quad (24)$$

Kroutové napětí v místě řezu A-A

$$\tau_{K\dot{s} A-A} = \frac{M_{k\dot{s}max}}{W_k} = \frac{M_{k\dot{s}max}}{\frac{\pi \cdot (d_3^4 - D_{\dot{s}}^4)}{16 \cdot d_3}} = \frac{9809,15}{\frac{\pi \cdot (132^4 - 100,4^4)}{16 \cdot 132}} = 32,65 \text{ MPa} \quad (25)$$

Redukované n/apětí dle Guesta :

$$\sigma_{RED A-A} = \sqrt{\sigma_{T\dot{s}}^2 + 4 \cdot (\tau_{K\dot{s}}^2)} = \sqrt{27,96^2 + 4 \cdot (32,65^2)} = 71,03 \text{ MPa} \quad (26)$$

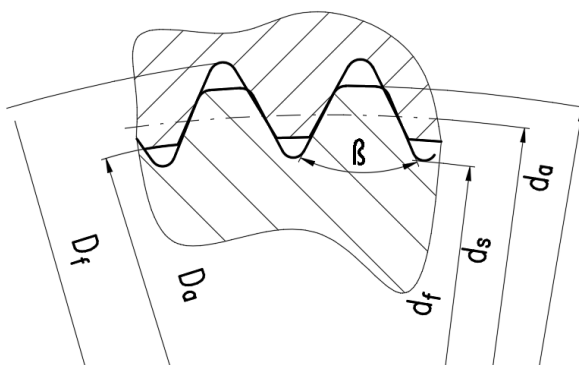
Statická bezpečnost

$$k_{s A-A} = \frac{R_{e15 230.7}}{\sigma_{RED A-A}} = \frac{635}{71,03} = 8,9 \quad (27)$$



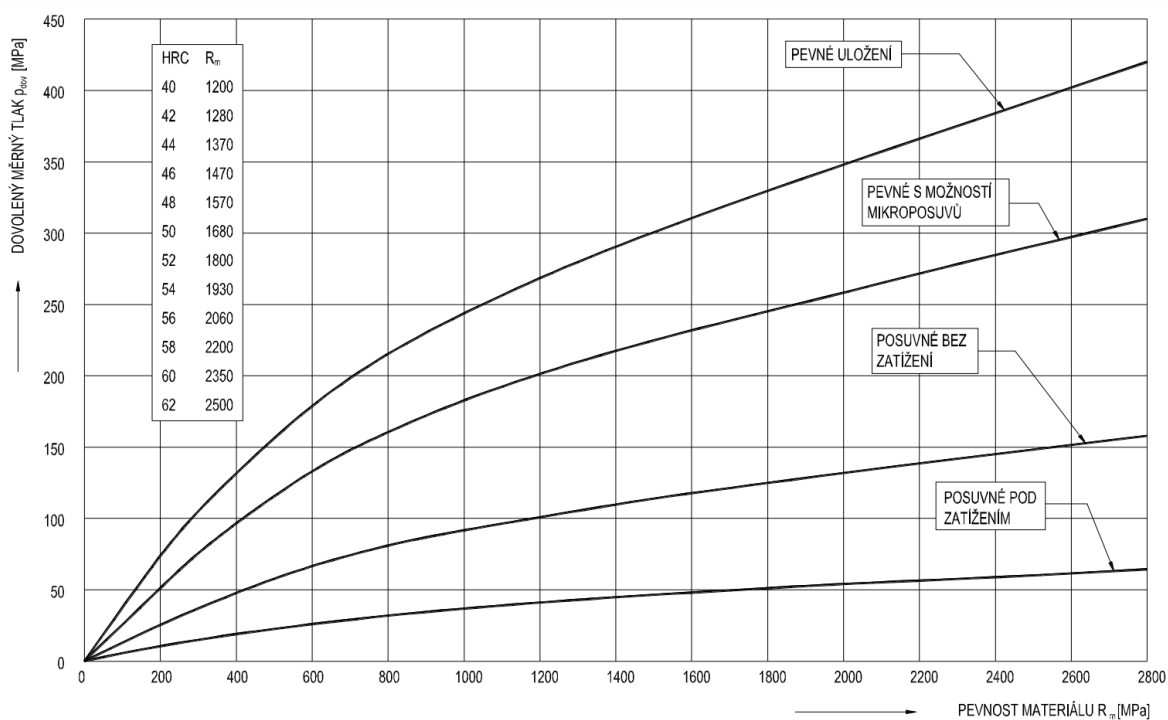
### 3.3 Kontrola drážkování

Pro přenos krouticího momentu mezi hřídelí a šroubem, a také mezi maticí a pláštěm rotátoru je použito jemné drážkování z důvodu vysokého krouticího momentu.



Obr. 36 Rozměry jemného drážkování

Šroub se posouvá po hřídeli, tedy při odvození dovoleného tlaku  $P_{Dov}$  z grafu (viz obr.36 ) je brán průsečík s křivkou „Posuvné pod zatížením“. Pro drážkování mezi maticí a pláštěm je odečten dovolený tlak z průsečíku křivky s pevným uložením.



Obr. 36 Dovolný tlak v silovém spoji [2]

### 3.1.1. Kontrola drážkování hřídel-šroub

Výpočet jemného drážkování 100 mezi hřídelí a šroubem. Materiál pro šroub i hřídel je zvolen 15 241.6 s mezí pevnosti  $R_{m15\ 241.6} = 870\ MPa$ . Krouticí moment  $M_{kšmax} = 9168,8\ Nm$  je přenášén pomocí stykové plochy mezi průměry  $D_{a1} = 95\ mm$ ,  $d_{a1} = 100\ mm$  a na společné délce  $l_{d1}=100\ mm$ . Počet zubů je  $z_1=65$ .

Dovolený tlak pro šroub je odvozen z obrázku 34 pro posuvné pod zatížením. Z grafu je odečteno  $P_{Dm} = 35\ MPa$

Společná výška stykové plochy:

$$h_1 = \frac{d_{a1} - D_{a1}}{2} = \frac{100 - 95}{2} = 2,5\ mm \quad (28)$$

Střední průměr spoje:

$$d_{s1} = \frac{d_{a1} + D_{a1}}{2} = \frac{100 + 95}{2} = 97,5\ mm \quad (29)$$

Tlak mezi drážkami:

$$p_1 = \frac{2 \cdot M_{kšmax}}{d_{rf} \cdot z \cdot l_{d1} \cdot h_1 \cdot \varphi} = \frac{2 \cdot 9809150}{97,5 \cdot 65 \cdot 100 \cdot 2,5 \cdot 0,8} = 15,47\ MPa \quad (30)$$

kde

$\varphi$  – relativní funkční počet drážek (0,4 - 1)

Statická bezpečnost drážkování:

$$k_{sd1} = \frac{P_{Dp}}{p_1} = \frac{35}{17,02} = 2,26 \quad (31)$$

### 3.1.2. Kontrola drážkování matice-plášť

Mezi maticí a pláštěm rotátoru je použito jemné drážkování s rozměry  $d_{a2}=180$  mm,  $D_{a2}=175$  mm. Počet zubů tohoto drážkování je  $z_2=95$ . Krouticí moment  $M_k=9809,15$  Nm je přenášen na délce drážkování  $l_{d2}=40$  mm.

Materiál pláště je ČSN 42 2643 s mezí pevnosti  $R_m=420$  MPa dle [15]. Dle obr. 36 pro pevné uložení je z grafu odečteno dovolený tlak ČSN 42 2643  $P_{Dp}=130$  MPa

Společná výška stykové plochy:

$$h_2 = \frac{d_{a2} - D_{a2}}{2} = \frac{180 - 175}{2} = 2,5 \text{ mm} \quad (32)$$

Střední průměr spoje:

$$d_{s2} = \frac{d_{a2} + D_{a2}}{2} = \frac{180 + 175}{2} = 177,5 \text{ mm} \quad (33)$$

Tlak mezi drážkami:

$$p_2 = \frac{2 \cdot M_k}{d_{s2} \cdot z_2 \cdot l_{d1} \cdot h_1 \cdot \varphi} = \frac{2 \cdot 9809150}{177,5 \cdot 95 \cdot 40 \cdot 2,5 \cdot 0,8} = 14,54 \text{ MPa} \quad (34)$$

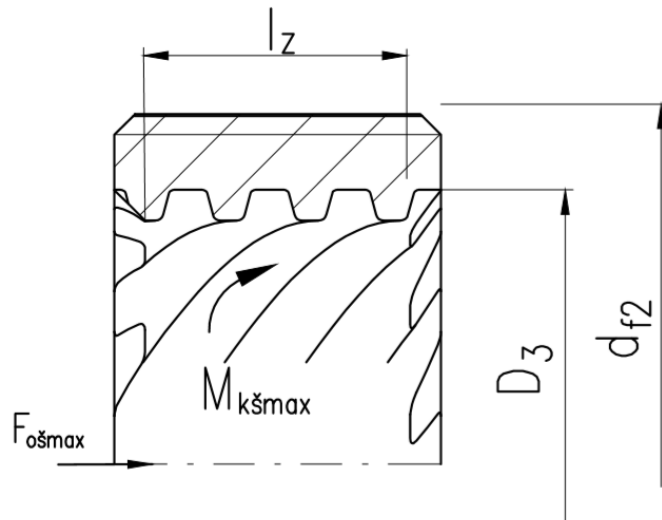
$p \leq p_{dov}$  vyhovuje

Statická bezpečnost na otlačení:

$$k_{sd2} = \frac{P_{Dp}}{p_2} = \frac{130}{14,54} = 8,94 \quad (35)$$

### 3.3 Statická kontrola matice

Matice je namáhána kombinací krutu a tlaku. Materiál pro tuto součást je zvolen 15 241.6, kde mez kluzu  $R_{e15241.6} = 560$  MPa [5]. Vzniklé napětí působí na průřezu ohraničeném  $d_{f2} = 172$  mm a  $D_3 = 152$  mm.



Obr. 37 Pohybové matice

Tlakové napětí v matici:

$$\sigma_{TM} = \frac{F_o}{S} = \frac{4 \cdot F_o}{\pi \cdot (d_{f2}^2 - D_3^2)} = \frac{4 \cdot 159677,4}{\pi \cdot (172^2 - 152^2)} = 33,96 \text{ MPa} \quad (36)$$

Krutové napětí v matici:

$$\tau_{KM} = \frac{M_k}{W_k} = \frac{M_{kšmax}}{\frac{\pi \cdot (d_{f2}^4 - D_3^4)}{16 \cdot d_{f2}}} = \frac{9809150}{\frac{\pi \cdot (172^4 - 152^4)}{16 \cdot 172}} = 27,68 \text{ MPa} \quad (37)$$

Redukované napětí dle Guesta:

$$\sigma_{REDM} = \sqrt{\sigma_{TM}^2 + 4 \cdot (\tau_{KM}^2)} = \sqrt{33,96^2 + 4 \cdot (27,68^2)} = 64,95 \text{ MPa} \quad (38)$$

Statická bezpečnost matice:

$$k_{SM} = \frac{R_{e15241.6}}{\sigma_{REDM}} = \frac{560}{64,95} = 8,622 \quad (39)$$

### 3.3.1 Kontrola šroubu

Pohybový závit je potřeba zkontrolovat na otlačení, jelikož jeho opotřebení by vedlo ke špatné funkci šroubu. Tlak působí na roztečném průměru  $d_{2t}=134 \text{ mm}$  a ploše závitu ohraničené  $d_{t1} = 150 \text{ mm}$  a  $D_{t1} = 134 \text{ mm}$ . Na matici působí osová síla  $F_{o\text{šmax}}=159677,4 \text{ N}$ . Funkční délka závitu je  $l_z=50 \text{ mm}$ . Rozteč závitu je  $P= 16$ .

Nosná výška závitu:

$$H_1 = \frac{d_{t1} - D_{t1}}{2} = \frac{150 - 134}{2} = 8 \text{ mm} \quad (40)$$

Počet nosných závitů:

$$z_t = \frac{l_z}{P} = \frac{50}{16} = 3,125 \quad (41)$$

Otlačovaná plocha rozvinutých závitů:

$$S_{pt} = \pi \cdot d_2 \cdot H_1 \cdot z_t = \pi \cdot 134 \cdot 8 \cdot 3,125 = 10524 \text{ mm}^2 \quad (42)$$

Tlak v závitech:

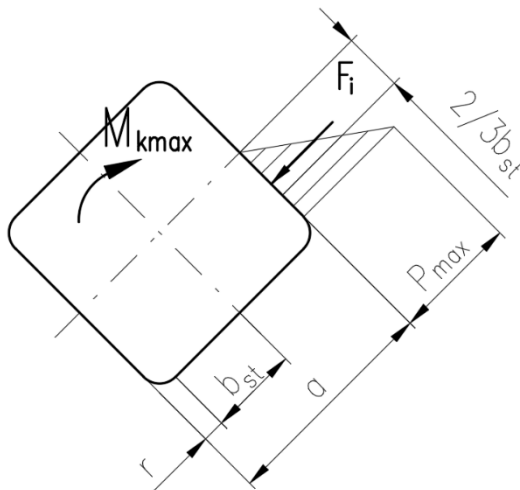
$$P_z = \frac{F_{o\text{šmax}}}{S_{pt}} = \frac{159677,4}{10524} = 15,17 \text{ MPa} \quad (43)$$

Bezpečnost otlačení:

$$k_{sd\text{š}} = \frac{P_{Dp}}{p_z} = \frac{35}{15,17} = 2,41 \quad (44)$$

### 3.4 Kontrola čtyřhranu na hřídeli

Čtyřhran je namáhán krutem. Při ručním ovládání je nutné vynaložit sílu  $M_{k\max} = 8650 \text{ Nm}$ . Hranol má šířku  $a=60 \text{ mm}$  a zaoblení krajů  $r=6 \text{ mm}$ . Hranol je na hřídeli, tím pádem mez kluzu  $R_{e15\ 230,7} = 635 \text{ Mpa}$ , mez pevnosti  $R_{m15\ 230,7} = 930 \text{ Mpa}$ . Při výpočtu je nutné zohlednit účinnost závitu  $\eta_z$  a těsnění  $\eta_{t\check{s}}$ .



Stykové šířky čtyřhranu:

Obr. 38 Čtyřhran

$$b_{st} = \frac{1}{2} \cdot (a - 2 \cdot r) = \frac{1}{2} \cdot (60 - 2 \cdot 6) = 24 \text{ mm} \quad (45)$$

Síla působící na bok profilu:

$$F_i = \frac{M_{k\max} \cdot \frac{1}{\eta_{t\check{s}} \cdot \eta_z}}{\frac{2}{3} \cdot b_{st} \cdot n_b} = \frac{8650000 \cdot \frac{1}{0,95 \cdot 0,865}}{\frac{2}{3} \cdot 24 \cdot 4} = 164473,7 \text{ N} \quad (46)$$

kde:

$n_b$  – je počet nosných boků

Tlak na bocích čtyřhranu:

$$p_{\check{c}} = \frac{F_i}{S} = \frac{F_i}{b_{st} \cdot l_{st}} = \frac{164473,7}{24 \cdot 100} = 56,315 \text{ MPa} \quad (47)$$

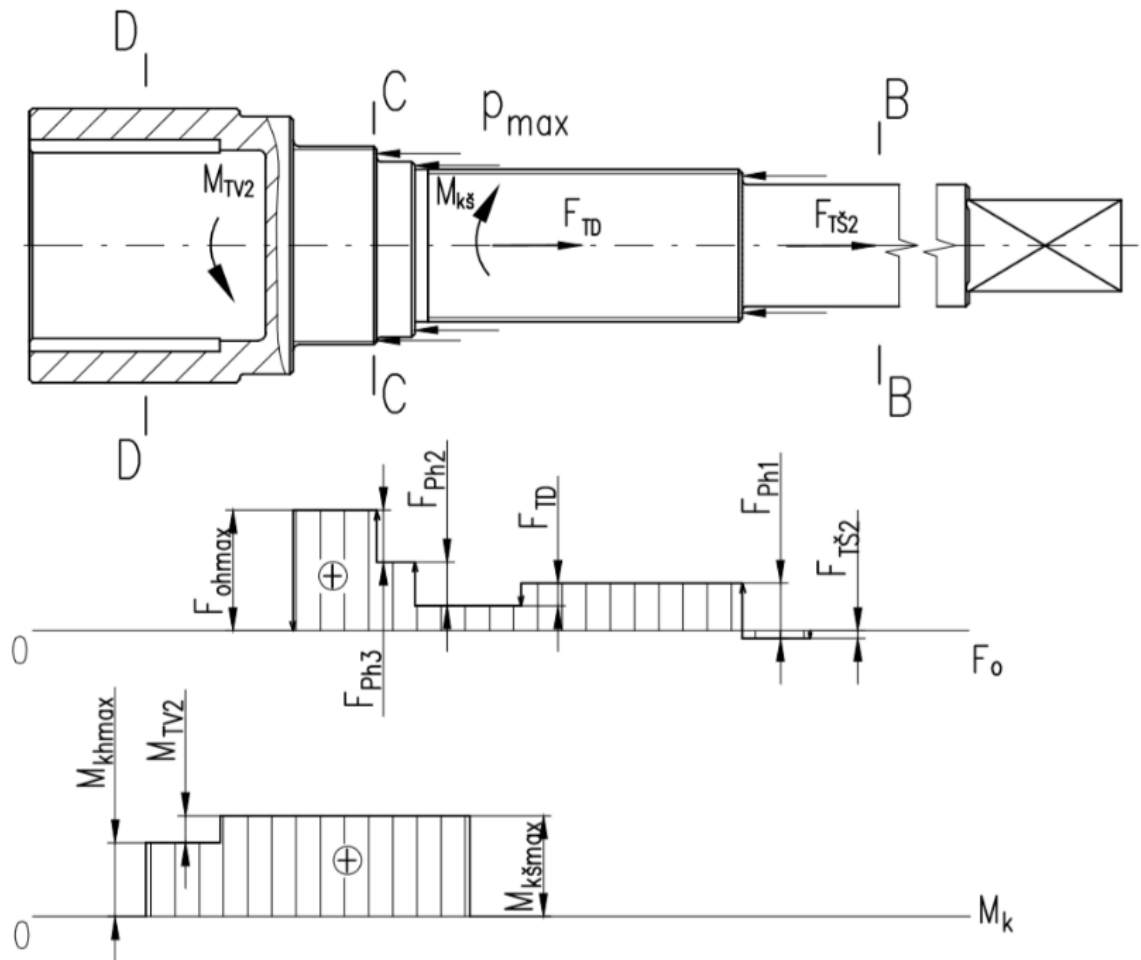
Bezpečnost čtyřhrannu na otláčení:

$$k_{\check{c}} = \frac{P_{Dp}}{p_{\check{c}}} = \frac{130}{56,315} = 2,3 \quad (48)$$

Kde  $P_{Dp}$ -dovolené otláčení[2]

### 3.5 Statická kontrola hřídele

Hřídel je namáhána kroutícím momentem  $M_k$  = vyvolaným šroubem, který se posunuje po evolventním drážkování na hřídeli. Od průřezu B-B viz (obr. 39 ) na hřídel působí osová síla vyvolána tlakovou silou v pracovním prostoru, proti ní působí třecí síla z posouvajícího se těsnění. Materiál hřídele 15 230.7 Re=635 Mpa, Rm=930 MPa.



Obr.39 Zatížení hřídele

### 3.5.1 Statická kontrola v místě B-B

V průřezu B-B působí jen krouticí moment, ten v tomto místě vznikne při ztrátě tlakové kapaliny. V ten moment je nutné kulový kohout otevřít, nebo zavřít ručně. Maximální napětí nastane při otevírání, kdy je potřeba vyvinout krouticí moment  $M_{KMAX} = 8650 Nm$ . Průměr hřídele v místě B-B je  $d_v = 80 mm$ .

Krutové napětí v místě řezu B-B :

$$\tau_{KH B-B} = \frac{M_{kmax} \cdot \frac{1}{\eta_{t\check{s}} \cdot \eta_z}}{W_{k B-B}} = \frac{M_{kmax} \cdot \frac{1}{\eta_{t\check{s}} \cdot \eta_z}}{\frac{\pi \cdot d_{P\check{S}}^3}{16}} = \frac{8650000 \cdot \frac{1}{0,95 \cdot 0,865}}{\frac{\pi \cdot 80^3}{16}} \quad (49)$$

$$\tau_{KH B-B} = 104,7 \text{ MPa}$$

Statická bezpečnost v místě B-B:

$$k_{SA-A} = \frac{Re}{\tau_{KH B-B}} = \frac{835}{86,04} = 9,7 \quad (50)$$

### 3.5.2 Statická kontrola v místě C-C

Průřez hřídele v místě C-C je namáhán kombinovaným napětím. V ose šroubu působí osové síly tvořeny proti sobě působícími silami z tření v drážkování, těsnění a síla vyvolána maximálním provozním tlakem  $P_{max}=10 \text{ Mpa}$  na ploše tvořené průměry  $d_{a1}=100mm$  hlavovým průměrem závitu M 130  $D_C=130 mm$ . Pro výpočet je počítáno s kritickým průřezem  $d_{C-C}=127 mm$ .

Výpočet osové síly v místě řezu C-C :

$$F_C = (P_{MAX} \cdot S_B) - F_{Tdmax} - F_{T\check{S}2} = P_{MAX} \cdot \frac{\pi \cdot (D_C^2 - d_{P\check{S}}^2)}{4} - F_{Td} - F_{T\check{S}2} \quad (51)$$

$$F_C = 10 \cdot \frac{\pi \cdot (130^2 - 80^2)}{4} - 13165,4 - 2551,2$$

$$F_C = 47115 \text{ N}$$

Tahové napětí v místě řezu C-C:

$$\sigma_{TC-C} = \frac{F_C}{S_C} = \frac{F_C}{\frac{\pi \cdot d_{C-C}^2}{4}} = \frac{47115}{\frac{\pi \cdot 127^2}{4}} = 4,38 \text{ MPa} \quad (52)$$



Smykové napětí v místě řezu C-C:

$$\tau_{KC-C} = \frac{M_k}{W_k} = \frac{M_{k\max}}{\frac{\pi \cdot d_{C-C}^3}{16}} = \frac{9809150}{\frac{\pi \cdot 127^3}{16}} = 60,14 \text{ Mpa} \quad (53)$$

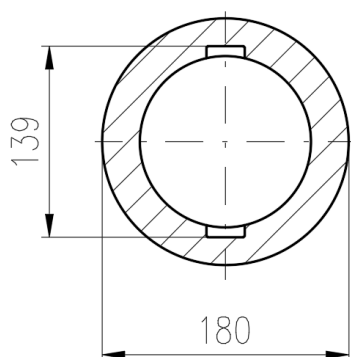
Redukované napětí dle Guesta řezu C-C:

$$\sigma_{RED C-C} = \sqrt{\sigma_{TC-C}^2 + 4 \cdot (\tau_{KC-C})^2} = \sqrt{4,38^2 + 4 \cdot (60,14^2)} = 120,5 \text{ MPa} \quad (54)$$

Statická bezpečnost řezu C-C

$$k_{SC-C} = \frac{R_{e15230.7}}{\sigma_{RED1}} = \frac{635}{120} = 5,29 \quad (55)$$

### 3.5.3 Statická kontrola v místě D-D



Na hřídeli rotátoru v místě řezu D-D je přenášen krouticí moment na hřídel pro manipulaci s kulovým kohoutem pomocí těsných per. Maximální napětí v tomto místě nastane při selhání indukčních snímačů, hřídel se zastaví o dorazy armatury, v tomto momentě zde nastane krouticí moment  $M_{k\max}$  snížený o třecí moment v těsnění  $M_{TV2}$ .

Obr. 40 řez hřídele v místě D-D

Krouticí moment v místě D-D:

$$M_{k D-D} = M_{k\max} - M_{TV2} = 9089,15 - 216,85 = 8872,3 \text{ Nm} \quad (56)$$

Kroutové napětí v místě řezu D-D :

$$\tau_{KHD-D} = \frac{M_{kD-D}}{W_{kD-D}} = \frac{M_k}{\frac{\pi \cdot (D_D^4 - d_D^4)}{16 \cdot D_D}} = \frac{8872300}{\frac{\pi \cdot (180^4 - 139^4)}{16 \cdot 180}} = 12 \text{ MPa} \quad (57)$$

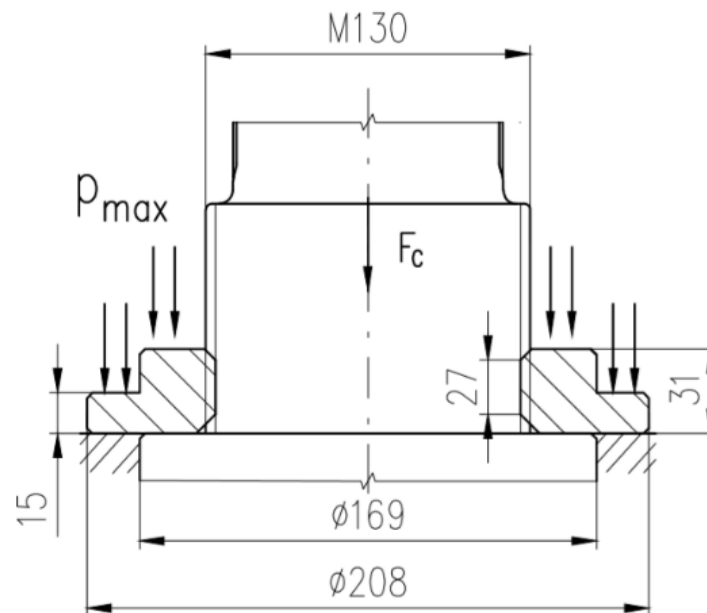
Statická bezpečnost v místě D-D:

$$k_{SD-D} = \frac{Re}{\tau_{KHD-D}} = \frac{635}{12} = 52,9 \quad (58)$$

### 3.6 Statická kontrola přitlačného mezikusu

Přitlačný mezikus slouží k zajištění hřídele rotátoru proti posunutí a k přenosu osových sil v hřídeli na axiální ložiska rotátoru. Mezikus je našroubován na hřídeli a zajištěn hřídelovou maticí. Maximální napětí v mezikusu vznikne v momentě, kdy je pracovní prostor zaplněn tlakovou kapalinou o tlaku  $P_{\max} = 10 \text{ Mpa}$  působící na plochu mezikruží s průměry  $D_B = 130 \text{ mm}$  a  $D_m = 208 \text{ mm}$ . Zároveň na něj působí osová síla v hřídeli.

Mezikroužek je namáhan stříhem v místě osazení o tloušťce  $h_m = 15 \text{ mm}$ . Pro tuto součást je použit materiál 11 500.  $R_{e11500} = 305 \text{ MPa}$ [17]



Obr. 41 zatížení mezikroužku

Osová síla v mezikusu:

$$F_{Om} = (P_{MAX} \cdot S_M) + F_C = P_{MAX} \cdot \frac{\pi \cdot (D_M^2 - D_C^2)}{4} + F_C \quad (59)$$

$$F_{Om} = 10 \cdot \frac{\pi \cdot (208^2 - 130^2)}{4} + 47115 = 119275 \text{ N}$$

Napětí ve stříhu  $\tau_{SM}$ :

$$\tau_{SM-m} = \frac{F_{Om}}{S} = \frac{F_{Om}}{\pi \cdot d_m \cdot h_m} = \frac{119275}{\pi \cdot 169 \cdot 15} = 15 \text{ MPa} \quad (60)$$

Statická bezpečnost

$$k_{SM} = \frac{R_{e11503}}{\tau_{SM-m}} = \frac{305}{15} = 20,3 \quad (61)$$

### 3.6.1 Kontrola závitů mezikroužku

U mezikroužku je nutné zkontrolovat závit, jelikož přenáší celkovou osovou sílu hřídele na ložiska.

Nosná výška závitů:

$$H_{1m} = \frac{d_{t1} - D_{t1}}{2} = \frac{129,7 - 117}{2} = 1,35 \text{ mm} \quad (62)$$

Počet nosných závitů:

$$z_{tm} = \frac{l_{zm}}{P_t} = \frac{27}{2} = 13,5 \quad (63)$$

Otlačovaná plocha rozvinutých závitů:

$$S_{pt} = \pi \cdot d_{2t} \cdot H_{1t} \cdot z_t = \pi \cdot 120 \cdot 1,35 \cdot 13,5 = 6107 \text{ mm}^2 \quad (64)$$

Tlak v závitech mezikroužku:

$$P_{zm} = \frac{F_{on}}{S_{ot}} = \frac{16814}{6107} = 2,75 \text{ MPa} \quad (65)$$

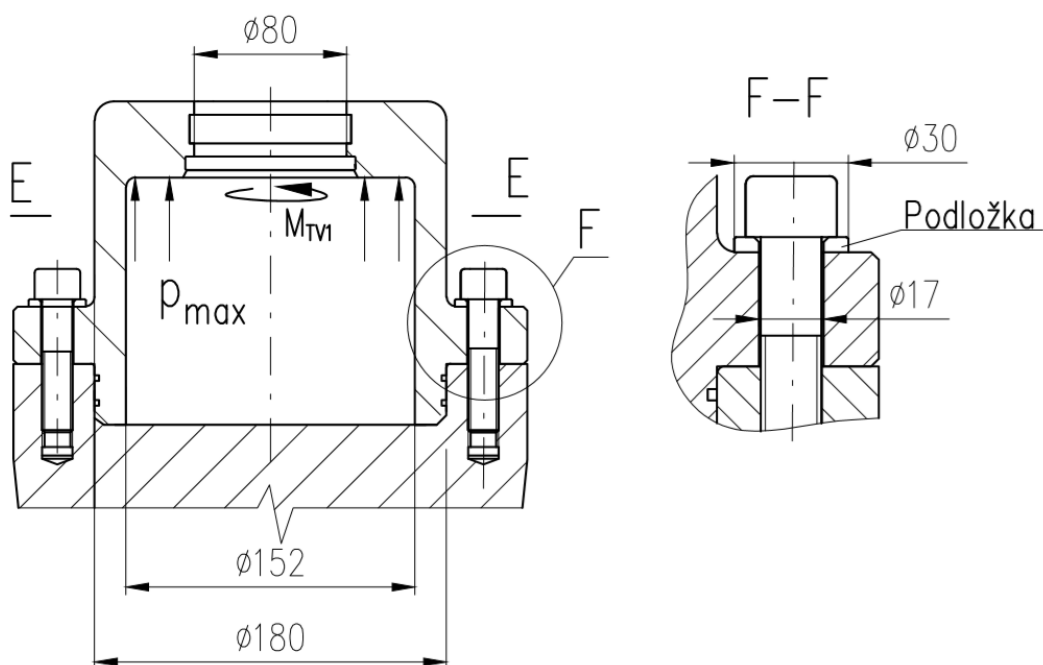
Bezpečnost závitů na otlačení

$$k_{sd2} = \frac{P_{Dp}}{p_{zm}} = \frac{130}{2,75} = 14,27 \quad (66)$$

### 3.7 Statická kontrola víka 1

Víko 1 je namáháno tahovou silou vyvolanou z tlakové síly v pracovním prostoru z maximálního tlaku  $P_{\max} = 10 \text{ MPa}$ . Síla působí na mezikruží víka s průměry  $D_{V1} = 185 \text{ mm}$ ,  $d_{V1} = 152 \text{ mm}$ . Víko je z materiálu 11503[17].

Při kontrole je také nutné zkontrolovat šrouby s válcovou hlavou, které zachycují osovou sílu. Pro upnutí víka je použito 16 šroubů M16 x 55 s průměrem jádra  $d_{3V} = 13,27 \text{ mm}$ .



Obr. 42 Ztížení víka 1

Výpočet tahové síly ve víku  $F_{PV}$ :

$$F_{PV1} = (P_{MAX} \cdot S_{PM1}) = P_{MAX} \cdot \frac{\pi \cdot (D_{V1}^2 - d_{PŠ}^2)}{4} = 10 \cdot \frac{\pi \cdot (185^2 - 80^2)}{4} \quad (67)$$

$$F_{PV1} = 218537 \text{ N}$$

Tahové napětí v místě řezu E-E  $\sigma_{TŠ}$ :

$$\sigma_{T E-E} = \frac{F_{PV}}{S_E} = \frac{F_{PV}}{\frac{\pi \cdot (D_{V1}^2 - d_{V1}^2)}{4}} = \frac{218537}{\frac{\pi \cdot (185^2 - 152^2)}{4}} = 23,73 \text{ Mpa} \quad (68)$$

Krutové napětí v místě řezu E-E :

$$\tau_{KH\ E-E} = \frac{M_{KE-E}}{W_{KE-E}} = \frac{M_{TV1}}{\frac{\pi \cdot (D_{V1}^4 - d_{V1}^4)}{16 \cdot D_{V1}}} = \frac{52800}{\frac{\pi \cdot (180^4 - 152^4)}{16 \cdot 180}} = 0,09 \text{ MPa} \quad (69)$$

Redukované napětí dle Guesta řezu E-E:

$$\sigma_{RED\ E-E} = \sqrt{\sigma_{TE-E}^2 + 4 \cdot (\tau_{KH\ E-E})^2} = \sqrt{23,73^2 + 4 \cdot (0,09^2)} = 23,73 \text{ MPa} \quad (70)$$

Statická bezpečnost řezu E-E

$$k_{SV} = \frac{R_{e11503}}{\sigma_{RED\ E-E}} = \frac{305}{23,73} = 12,8 \quad (71)$$

### 3.7.1 Kontrola víka 1 na otláčení

Při kontrole je také nutné zkontrolovat šrouby s válcovou hlavou, které zachycují osovou sílu a také otláčení mezi podložkou pod šroubem a víkem 1. Pro upnutí víka je použito  $n = 16$  šroubů M16 x 55 třídy pevnosti 8.8 a s průměrem jádra  $d_{3SV} = 13,546\text{mm}$ .  $R_{evš} = 640 \text{ MPa}$  [2].

Tahové napětí v místě řezu 1  $\sigma_{Tš}$ :

$$\sigma_{TV1} = \frac{F_{PV1}}{S \cdot n} = \frac{F_{PV1}}{\frac{\pi \cdot d_{3SV}^2}{4} \cdot n} = \frac{218537}{\frac{\pi \cdot 13,546^2}{4} \cdot 16} = 94,77 \text{ Mpa} \quad (72)$$

Statická bezpečnost

$$k_{svš} = \frac{Re}{\sigma_{TV}} = \frac{640}{94,77} = 6,75 \quad (73)$$

Tlak mezi podložky a víkem 1:

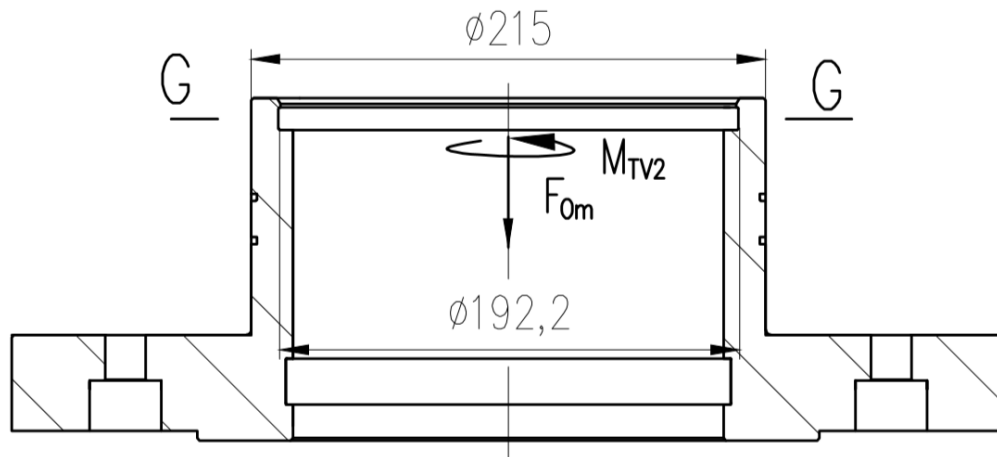
$$P_{v1} = \frac{F_P}{S \cdot n} = \frac{F_{PV1}}{\frac{\pi \cdot (D_{Vš}^2 - d_{vš}^2)}{4} \cdot n} = \frac{218537}{\frac{\pi \cdot (30^2 - 18^2)}{4} \cdot 16} = 30,2 \text{ Mpa} \quad (74)$$

Bezpečnost otláčení mezi podložky a víkem 1

$$k_{sdV1} = \frac{P_{Dp}}{p_{V1}} = \frac{130}{30,2} = 4,3 \quad (75)$$

### 3.8 Kontrola vika 2

Víko 2 je námáno osovou silou z axiálního ložiska  $F_{Om}$  a kroutícím momentem  $M_{TV2}$  z těsnění. Víko je namáháno tlakem v kritickém místě těsnění G-G. Víko 2 je z materiálu 11 503.



Obr. 43 Zatížení ve víku 2

Tahové napětí v místě řezu G-G:

$$\sigma_{TG-G} = \frac{F_{Om}}{S} = \frac{F_{Om}}{\frac{\pi \cdot (D_{V2}^2 - d_{V2}^2)}{4}} = \frac{119275}{\frac{\pi \cdot (215^2 - 192^2)}{4}} = 16,23 \text{ Mpa} \quad (76)$$

Krutové napětí v místě řezu G-G:

$$\tau_{KH G-G} = \frac{M_{KG-G}}{W_{KG-G}} = \frac{M_{TV1}}{\frac{\pi \cdot (D_{V2}^4 - d_{V2}^4)}{16 \cdot D_{V1}}} = \frac{301900}{\frac{\pi \cdot (215^4 - 192,2^4)}{16 \cdot 215}} = 0,425 \text{ MPa} \quad (77)$$

Redukované napětí dle Guesta řezu G-G:

$$\sigma_{RED G-G} = \sqrt{\sigma_{TG-G}^2 + 4 \cdot (\tau_{KH G-G})^2} = \sqrt{16,23^2 + 4 \cdot (0,425^2)} = 16,25 \text{ MPa} \quad (78)$$

Statická bezpečnost řezu G-G

$$k_{SV2} = \frac{R_{e11503}}{\sigma_{RED G-G}} = \frac{305}{16,25} = 18,77 \quad (79)$$

## 4. Závěr

Cílem této diplomové práce bylo navrhnout hydraulický rotátor pro otevírání kulových kohoutů velikosti DN500 a tlakové třídy PN 63 s možností ručního otevření při ztrátě tlakové kapaliny.

V úvodu práce byla vypracována rešerše, která se zabývá otevíráním armatur. Jsou zde uvedeny různé druhy ovládání od ručních po hydraulické. Z rozměrových důvodů byl zvolen pohon pomocí šroubového mechanismu.

V další části je vypracován vlastní konstrukční návrh, který funguje na principu lichoběžníkového závitu s velkým stoupáním. Pohon tvoří šroub, který zároveň funguje na principu pístu. Šroub přenáší kroutící moment na hřídel pomocí dážkování, po kterém se posunuje. V návrhu jsou uvedeny všechny vyráběné součásti, včetně nakupovaných dílů. Rotátor disponuje vlastním bezdotykovým řízením polohy pomocí indukčních snímačů, ty následě vyšlou signál pro uzavření přívodu tlakové kapaliny. Rotátor funguje v rozsahu  $90^\circ$  s možností nastavení odchylky 5%. Zařízení je vysoké 798 mm a je dimenzován na maximální provozní tlak 10 MPa.

Po vlastním návrhu následuje výpočet provozních tlaků a statická kontrola. Armatury Group a.s. pro tyto účely poskytla naměřené hodnoty při otevírání a zavírání armatury. Z těchto hodnot byly vypočteny provozní tlaky (viz Tab. 4). Maximální kroutící moment je v momentě kdy potřebujeme otevřít armaturu, následně moment poklesne na polovinu. Při statické kontrole jsou součástí počítány v případě poruchy indukčních snímačů, v tento moment se pohyb rotátoru zastaví o doraz v armatuře, čímž v sestavě vzroste tlak na 10 MPa. Po provedení statických výpočtu je zřejmé, že sestava staticky vyhovuje, jelikož bezpečnost u všech kontrolovaných částí přesahuje hodnotu 2. Výkresy sestavy a výrobních výkresu hřídele a šroubu jsou k nalezení v příloze práce.

### Poděkování

Rád bych poděkoval svému vedoucímu diplomové práce prof. Dr. Ing. Miloši Němčekovi, za odborné vedení, ochotu a rady při zpracování této práce.



## 5. Seznam zdrojů a literatury

1. KALÁB, Květoslav. Části a mechanismy strojů pro bakaláře: části spojovací. 1. vydání. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2007. 90 s. ISBN 978-80-248-1290-8. Skripta. Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava.
2. KALÁB, Květoslav. Části a mechanismy strojů: části spojovací. vydání. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2012. 110 s.. Skripta. Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava.
3. Armatury . Armatury Group [online] [cit. 2020-05-17] Dostupné z: <https://www.armaturygroup.cz/armatury>
4. INTERNATIONAL STANDARD ISO 5211 [cit. 2020-05-17] Dostupné z: <http://yulkon.com/files/standarts/ISO5211.pdf>
5. EMERSON- Actuators [online] [cit. 2020-05-17] Dostupné z: <https://www.emerson.com/en-us/catalog/actuator?fetchFacets=true#facet:&facetLimit:&productBeginIndex:0&orderBy:&pageView:grid&minPrice:&maxPrice:&pageSize:&>
6. HKS-hydraulický rotátor [online] [cit. 2020-05-17] Dostupné z: <https://www.hks-partner.com/en/products/industry-series/da-h/>
7. DeZURIK diaphragm actuators [online] [cit. 2020-05-17] Dostupné z: <https://www.fluidcontrol.com.au/products/dezurik-rotary-diaphragm-actuators/>
8. MOOG FLO-TORK ROTARY ACUATORS. Katalog [online] [cit. 2020-05-17] Dostupné z: [https://www.flotork.com/literature/Space\\_Defense/Flo-Tork/Flo-Tork\\_Catalog.pdf](https://www.flotork.com/literature/Space_Defense/Flo-Tork/Flo-Tork_Catalog.pdf)
9. EMERSON RV-Rotary Vane Valve Actuators. Katalog [online] [cit. 2020-05-17] Dostupné z: [http://automationwest.ca/wp-content/pdfs/AWT-SHAFER\\_RV\\_GH\\_1-4\\_Turn.pdf](http://automationwest.ca/wp-content/pdfs/AWT-SHAFER_RV_GH_1-4_Turn.pdf)
10. Připojovací šroubení s těsněním a O-kroužkem. Haberkorn [online] [cit. 2020-05-17] Dostupné z: [https://eshop.haberkorn.cz/pripojovaci-sroubeni-s-tesnenim-a-o-krouzkem-metricke.html?force\\_sid=3cd9bcc16362424931cb705a8222264](https://eshop.haberkorn.cz/pripojovaci-sroubeni-s-tesnenim-a-o-krouzkem-metricke.html?force_sid=3cd9bcc16362424931cb705a8222264)
11. Indukční snímač IMA. SICK. Sensor Intelligence [online] [cit. 2020-05-17] Dostupné z: [https://www.sick.com/cz/cs/indukcni-snimace/indukcni-snimace/ima/ima08-04be3zc0k/p/p233046?ff\\_data=JmZmX2lkPXAYmzMwNDYmZmZfbWFzdGVySWQ9cDIzMzA0NiZmZlI90aXRzZT1JTUEwOC0wNEJFM1pDMESmZmZfcXVlcnk9JmZmX3Bvcz01JmZmX29yaWdQb3M9NSZmZlI9wYWdlPTEmZmZfcGFuZVNpemU9MjQmZmZfb3JpZlBhZ2VTaXplPTI0JmZmX3NpbWk9OTYyMA==](https://www.sick.com/cz/cs/indukcni-snimace/indukcni-snimace/ima/ima08-04be3zc0k/p/p233046?ff_data=JmZmX2lkPXAYmzMwNDYmZmZfbWFzdGVySWQ9cDIzMzA0NiZmZlI90aXRzZT1JTUEwOC0wNEJFM1pDMESmZmZfcXVlcnk9JmZmX3Bvcz01JmZmX29yaWdQb3M9NSZmZlI9wYWdlPTEmZmZfcGFuZVNpemU9MjQmZmZfb3JpZlBhZ2VTaXplPTI0JmZmX3NpbWk9OTYyMA==)
12. Trelleborg Sealing Solutions [online] [cit. 2020-05-17] Dostupné z: <https://www.tss.trelleborg.com/ecatalog/>
13. LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření. 4., dopl. vyd. Úvaly: ALBRA, 2008. xiv, 914 s. ISBN 978-80-7361-051-7.

14. PTFE- technické informace [online] [cit. 2020-05-17] Dostupné z:  
<https://sittech.cz/ptfe-technicke-informace>
15. European Steel and Alloy Grades. Mechanical properties of steel GP240GH [online]  
[cit. 2020-05-17] Dostupné z:  
[http://www.steelnumber.com/en/steel\\_composition\\_eu.php?name\\_id=368](http://www.steelnumber.com/en/steel_composition_eu.php?name_id=368)
16. Součinitel tření. Tabulka hodnot součinitele smykového tření [online] [cit. 2020-05-17]  
Dostupné z:<https://e-konstrukter.cz/prakticka-informace/soucinitel-treni>
17. T-PROM s.r.o. Mechanické vlastnosti ocelí [online] [cit. 2020-05-17] Dostupné z:  
<http://www.tprom.cz/mechanicke-vlastnosti-oceli>

## 6. Seznam příloh

Příloha A- Sestavný výkres- DP-01

Příloha B- Výrobní výkres hřídele- DP-01-01

Příloha C- Výrobní výkres šroubu- DP-01-02